



**Universidad Nacional Mayor de San Marcos**

**Universidad del Perú. Decana de América**

**Facultad de Ciencias Físicas**

**Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de**

**Fluidos**

**Transporte de combustible para un caldero por medio  
de bombas de engranajes internos en la fábrica  
Productos Tissue del Perú S.A.**

**MONOGRAFÍA**

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

**AUTOR**

**Roger Pedro REÁTEGUI ANGULO**

Lima, Perú

2006



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

## Referencia bibliográfica

---

Reátegui, R. (2006). *Proyecto de evaluación y mejoramiento del sistema de suministro al abastecimiento de agua potable de la localidad de Huayana*. Monografía Técnica para optar el título de Ingeniero Mecánico de Fluidos. Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, Facultad de Ciencias Físicas, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima, Perú.

---

# INDICE

I.- Introducción y Objetivo .....	4
II.- Marco Teórico .....	4
2.1.- Capacidad de los Calderos .....	4
2.2.- Origen y Formación de Yacimientos Petrolíficos .....	5
2.3.- Composición del Petróleo Crudo .....	8
2.4.- Refinación del Petróleo Crudo .....	9
2.5.- Refinación Compleja .....	11
2.5.1.- Craqueo Térmico .....	12
2.5.2.- Craqueo Catalítico .....	12
2.5.3.- Hidrocraqueo .....	13
III.- Los Combustibles Residuales Derivados del Petróleo .....	14
3.1.- Clasificación de los Combustibles .....	14
3.1.1.- Diesel 2 .....	15
3.1.2.- Residual 4 .....	15
3.1.3.- Residual 5 .....	16
3.1.4.- Residual 6 .....	16
3.1.5.- Residual 500 .....	17
3.2.- Propiedades Físico Químicas .....	17
3.2.1.- Densidad API .....	18
3.2.2.- Viscosidad .....	18
3.2.3.- Punto de Fluidez .....	18
3.2.4.- Contenido de Agua y Sedimentos .....	19
3.2.5.- Poder Calorífico .....	19
3.2.6.- Tensión Superficial .....	19
3.2.7.- Inflamabilidad .....	20
3.2.8.- Residuo Carbón Conradson .....	20
IV.- Bombas Rotatorias .....	20
4.1.- Partes de una Bomba Rotatoria .....	21
4.2.- Acción de Bombeo de las Bombas Rotatorias .....	22
4.3.- Bombas de Engranajes .....	23



4.4.- Parámetros para Calcular una Bomba .....	24
4.4.1.- Caudal de Bombeo .....	24
4.4.2.- Nivel Estático de Succión .....	24
4.4.3.- Altura Estática de Succión .....	24
4.4.4.- Nivel Total de Succión .....	24
4.4.5.- Altura Total de Succión .....	24
4.4.6.- Altura Estática de Descarga .....	24
4.4.7.- Altura Total de Descarga .....	24
4.4.8.- Altura Estática Total .....	25
4.4.9.- Altura Dinámica Total .....	25
4.4.10.- Diámetro de la Tubería .....	26
4.4.11.- Velocidad Media de Flujo .....	26
4.4.12.- Pérdidas de Carga por Fricción .....	26
4.4.13.- Perdidas de Carga Singulares .....	28
4.4.14.- Potencia de Consumo .....	28
4.5.- Criterios de Diseño .....	29
4.5.1.- Combustible .....	29
4.5.2.- Almacenamiento .....	29
4.5.3.- Tanque Diario .....	31
4.5.4.- Circuito de Transporte .....	31
4.5.5.- Bombas para Residuales .....	32
4.5.6.- Precalentamiento para Bombeo .....	33
4.5.7.- Precalentamiento para Atomización .....	34
4.5.8.- Atomización del Residual .....	34
4.5.9.- Cavitación .....	34
4.5.10.- Presión de Vapor .....	34
4.5.11.- Viscosidad .....	35
4.5.12.- Altura Positiva Neta de Aspiración .....	36
4.6.- Cálculos para la Selección de la Bomba de Engranajes en la Fabrica Productos Tissue del Perú .....	37
4.7.- Especificaciones Técnicas .....	57
4.7.1.- Bomba de Engranajes Internos .....	57
4.7.2.- Válvula de Compuerta .....	58

4.7.3.- Tuberías y Codos .....	58
V.- Conclusiones y Recomendaciones .....	58
VI.- Bibliografía .....	59
VII.- Apéndice .....	60

## **I.- INTRODUCCION Y OBJETIVO**

El uso de calderos en la industria esta muy difundido la cual es utilizada para sus distintos procesos. Para el funcionamiento de los calderos se hacen necesario tener varios equipos, instrumentos, sistemas de alimentación, etc. uno de ellos es del cual nos vamos a ocupar, es el transporte de combustible industrial.

Combustible industrial específicamente será aquel elemento, sustancia o compuesto que al quemarse en condiciones controladas, sea capaz de producir energía térmica aprovechable con fines industriales. Los destilados encuentran mayor campo de aplicación en los motores de combustión interna y equipos de pequeña capacidad, determinando que los residuales sean los combustibles industriales por excelencia.

El combustible tiene que ser transportado desde su almacenamiento hasta la caldera, para poder hacerlo, es necesario el uso de bombas que sean capaces de manejar este tipo de fluido viscoso, la bomba que utilizaremos es una bomba de desplazamiento positivo y en este caso de engranajes internos, que es una de las más utilizadas para éste proceso, del cual nos ocuparemos a continuación.

### **OBJETIVO**

El objetivo del presente proyecto es tener toda la información necesaria del combustible y la bomba, para poder hacer los cálculos adecuados para la correcta selección de la bomba de engranajes a utilizar.

## **II.- MARCO TEORICO**

El equipo industrial por excelencia para generar vapor se denomina caldero. Los calderos son equipos diseñados para transferir calor producido por combustión o mediante electricidad a un fluido determinado.

Se emplean para producir agua caliente, vapor saturado, vapor sobrecalentado o calentar aceite térmico.

### **2.1.- CAPACIDAD DE LOS CALDEROS**

La cantidad de vapor requerida para producir en determinadas máquinas un HP, da lugar a la capacidad de los calderos en HP.

Un HP es equivalente 34.5 libras de vapor por hora producido desde agua a 100 ° C hasta vapor a la misma temperatura o aproximadamente 33 475 BTU/h, considerando que el calor de vaporización es 970.3 BTU/lb.

Los calderos antiguos podían evaporar esta cantidad de agua con aproximadamente 10 pies<sup>2</sup> de área de transferencia de calor, por lo cual las potencias de los calderos fueron expresadas en Boiler Horse Power (BHP).

Puesto que los calderos operan a condiciones distintas, el flujo de vapor realmente producido por el caldero debe ser corregido considerando la temperatura del agua de alimentación y la presión de vapor saturada.

Tal corrección se hace con la siguiente formula:

$$W = \frac{(34.5) \times BHP \times h_{fg}}{(h_g - 4.187T_o)}$$

Donde:

W : Flujo de vapor real del caldero (lb/h)

BHP : Capacidad nominal o de placa del caldero en BHP.

$h_{fg}$  : Calor de vaporización del agua a 100°C = 2257 KJ/Kg.

$h_g$  : Entalpía de vapor saturado a la presión absoluta del trabajo en KJ/Kg.

$T_o$  : Temperatura de entrada del agua de alimentación al caldero en °C.

Existen varias clasificaciones creadas para los calderos, las mas importantes son:

a) Por la Disposición de los Fluidos:

- De tubos de agua (Acuotubulares)
- De tubos de humo (pirotubulares)

b) Por la circulación de agua:

- De circulación natural.
- De circulación forzada.
- De circulación asistida.

c) Por el combustible empleado:

- De carbón mineral.
- De combustibles líquidos.
- De combustibles gaseosos.
- De combustibles especiales (leña, bagazo, etc.).
- De recuperación de calor de gases.
- Mixtos.
- Nucleares.

d) Por la presión de trabajo.

- Subcríticos
  - Baja presión  $P < 20 \text{ Kg./cm}^2$ .
  - Media presión  $20 < P < 64 \text{ Kg./cm}^2$ .
  - Alta presión  $P > 64 \text{ Kg./cm}^2$ .
- Supercríticos.

## 2.2.- ORIGEN Y FORMACIÓN DE YACIMIENTOS PETROLÍFEROS

Etimológicamente, petróleo significa “aceite de piedra”, lo cual define de donde se extrae o donde se encuentra, el también llamado oro negro, debido a su multiplicidad de aplicaciones útiles y valiosas.

Resulta más difícil, a pesar de todas las investigaciones y esfuerzos realizados, explicar su origen y la naturaleza de las transformaciones que dan lugar a su conformación molecular.

Las teorías “inorgánicas” consideran al petróleo resultante de las reacciones geoquímicas entre el agua, dióxido de carbono y diversas sustancias inorgánicas; las teorías “orgánicas” en cambio, parecen confirmar que el petróleo y el gas que lo acompaña en el subsuelo, provienen de materias orgánicas procedentes de animales y vegetales.

Es posible que ambas resulten acertadas, pero en diferente proporción, debido a que las reacciones de carácter orgánico resultan ser más factibles bajo las condiciones estratigráficas, geográficas y geológicas que las han originado.

Debido a su estado líquido, es difícil identificar con exactitud el origen y formación u origen, ya que el petróleo se ha desplazado a través de las rocas porosas.

Contrariamente a lo que muchos piensen, el petróleo crudo no se extrae de grandes cavernas, pozos o lagos subterráneos, sino de diminutos poros interconectados por una red de pasajes, que se confieren a la roca un carácter permeable. Se trata de microscópicos espacios porosos que quedan entre uno y otro grano del material que conforma la roca acumuladora, sea ésta arenisca o caliza.

El crudo permanece entrampado en esos poros, en forma de glóbulos diminutos.

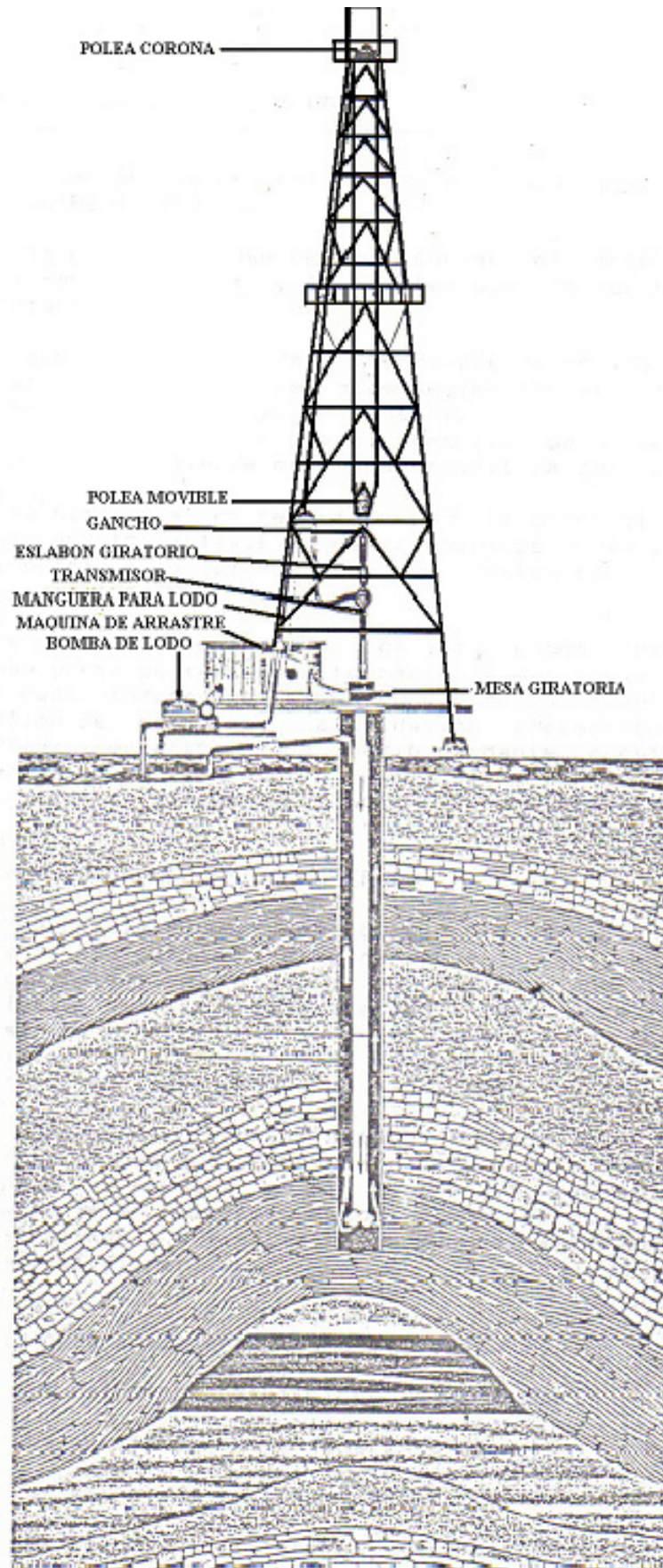
En la Fig. 1 se puede observar el corte transversal de una zona petrolera y las partes que integran un aparato de perforación.

En general, casi todos los campos petrolíferos se encuentran en formaciones de rocas sedimentarias ( formadas por la deposición de materia en los ríos, lagos y mares ); es por eso razonable asumir que el petróleo se ha derivado básicamente de la materia orgánica depositada con los sedimentos.

Esta hipótesis es reforzada por la presencia de compuestos óptimamente activos y de compuestos cuya composición es parecida a la clorofila, las cuales son típicos de la materia orgánica.

Las rocas presentes en los yacimientos petrolíferos, en gran parte pertenecen a formaciones marinas o aguas saunas, lo cual indica que dicha condición ha favorecido la formación de petróleo. La oxidación y descomposición de la materia orgánica en un medio oxidante muestra que la preservación de la materia orgánica ha tenido que realizarse en un medio altamente reductor ( ausencia de oxígeno )

FIGURA N° 1



### 2.3.- COMPOSICION DEL PETROLEO CRUDO

Es razonable suponer que con algunas variaciones, el neopetróleo o petróleo originario era idéntico en todos los yacimientos; el tiempo, el gradiente de temperatura, la difusión térmica y la migración a través de capas geológicas, han hecho mantener o cambiar las características originarias y de ahí las diferencias existentes entre los diferentes tipos de crudos existentes.

El neopetróleo habría estado formado casi exclusivamente por parafinas que se han degradado parcialmente en la forma que se muestra en la Fig. N° 1, transformándose parcialmente en naftenos, éstos a compuestos alcanoaromáticos ( tetralinas ), y finalmente a muchas variedades de aromáticos ( naftalinas )

Así geográficamente se ha difundido:

Los petróleos parafínicos en América.

Los petróleos nafténicos en Rusia

Los petróleos mixtos en Medio Oriente.

Los petróleos alifáticos y aromáticos en Oriente.

El petróleo crudo, tal como se extrae del subsuelo, es una mezcla de miles de diferentes compuestos químicos que varían desde gases sumamente ligeros hasta hidrocarburos semisólidos, tales como asfaltos o parafinas.

Químicamente, el petróleo crudo se compone principalmente de hidrocarburos. Estos son compuestos que poseen características muy diferentes del hidrógeno ( gas ligero, incoloro e inodoro ) y del carbono ( sólido negro ), pero que constituyen combinaciones de ambos en un amplio espectro de posibilidades, con características diferenciadas para cada proporción y tipo de asociación de ambos. Además de carbono e hidrógeno, el petróleo crudo a menudo contiene azufre ya sea elemental o presente como una parte de ciertos compuestos Hidrógeno-Carbono-Azufre, compuesto oxigenados y nitrogenados, así como trazas de sales metálicas. La proporción de estos compuestos varía considerablemente según la fuente de extracción del petróleo, sin embargo, no constituyen mas del 10% de los compuestos presentes.

Por lo general, la composición del petróleo crudo varía dentro de los siguientes valores

**TABLA N° 1**

<b>ELEMENTO</b>	<b>% EN PESO</b>
Carbono ( C )	83 - 87%
Hidrógeno ( H )	11 - 15 %
Oxígeno ( O )	Hasta 5%
Azufre ( S )	Hasta 6%
Nitrógeno ( N )	Hasta 0.5%
Sales minerales	Hasta 0.5%

## **2.4.- REFINACION DEL PETROLEO CRUDO**

El petróleo permite la separación o el fraccionamiento de los componentes de la mezcla, en función de sus temperaturas de ebullición, aprovechando las diferencias de volatilidad de los mismos. La sencillez del procedimiento y su costo relativamente módico la convierten en una operación básica de los procesos de elaboración de productos químicos y petrolíferos, por lo que en las Refinerías y Plantas Petroquímicas, abundan las torres de destilación, ya sea en las operaciones de preparación de carga, o también en las de fraccionamiento del producto después de la misma.

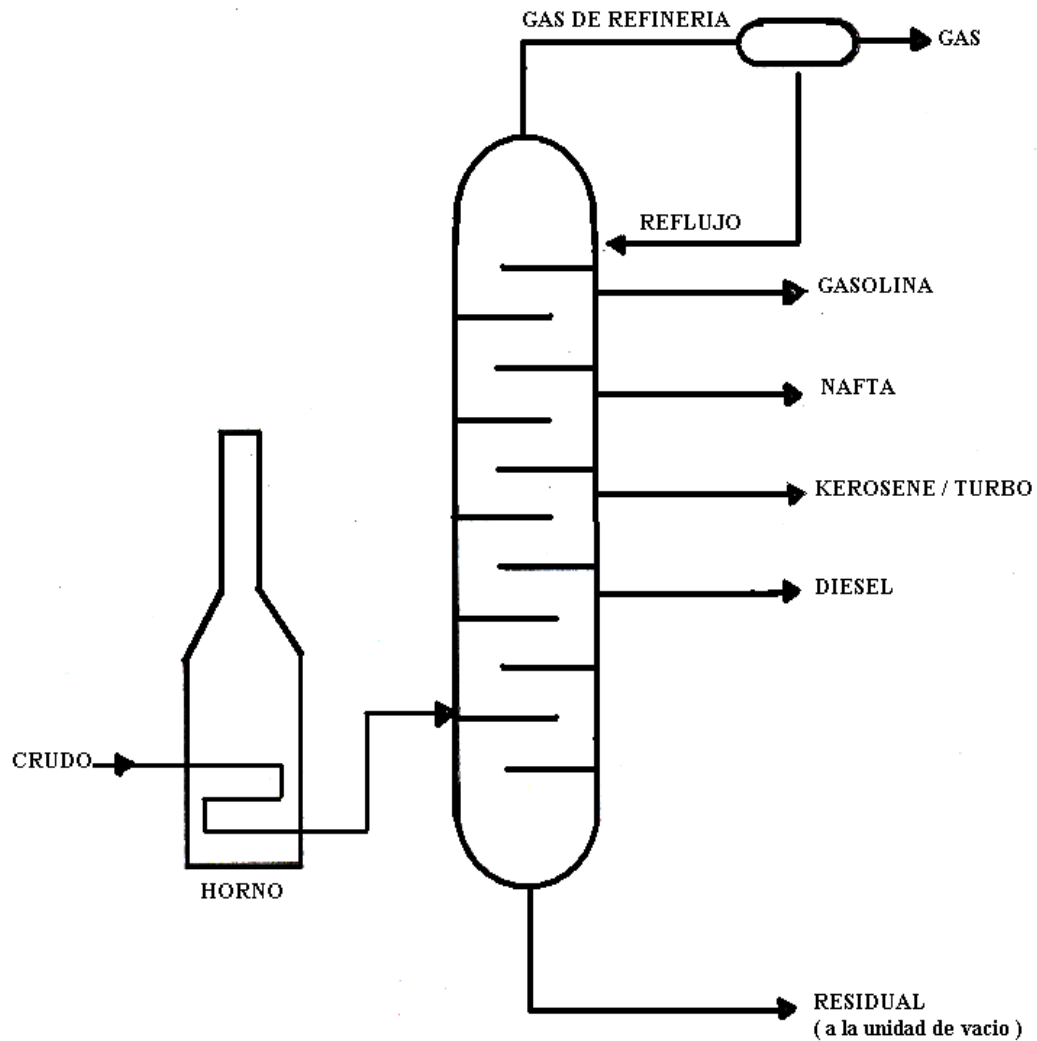
Trabajando como una máquina térmica entre fuente caliente ( el horno o el hervidor ) y otra fría ( el condensador de tope ), la destilación establece una contracorriente de líquido y de vapor, discontinua en el caso de torre de platos o continúa para las de relleno. Este reparto de los componentes entre las dos fases se traduce en un gradiente de temperaturas entre el tope ( cabeza ) y el fondo de la torre, que deriva directamente del gradiente de concentraciones.

En general, la palabra destilación se aplica a procesos de vaporización en los que el vapor producido se recupera por condensación.

En la destilación primaria Fig. N° 2 el crudo es primero calentado hasta vaporizar los hidrocarburos ligeros de la carga, bombeándolo a través de haces de tubos de acero en el interior de un horno. Después de este proceso, el crudo ingresa a la parte inferior de una torre de destilación, en la cual ascienden los vapores pasando a través de platos perforados provistos de casquetes de burbujeo, los cuales son diseñados para favorecer la condensación y permitir la separación de las distintas fracciones en función de sus distintos puntos de ebullición.



**FIGURA N° 2**  
**UNIDAD DE DESTILACION PRIMARIA**

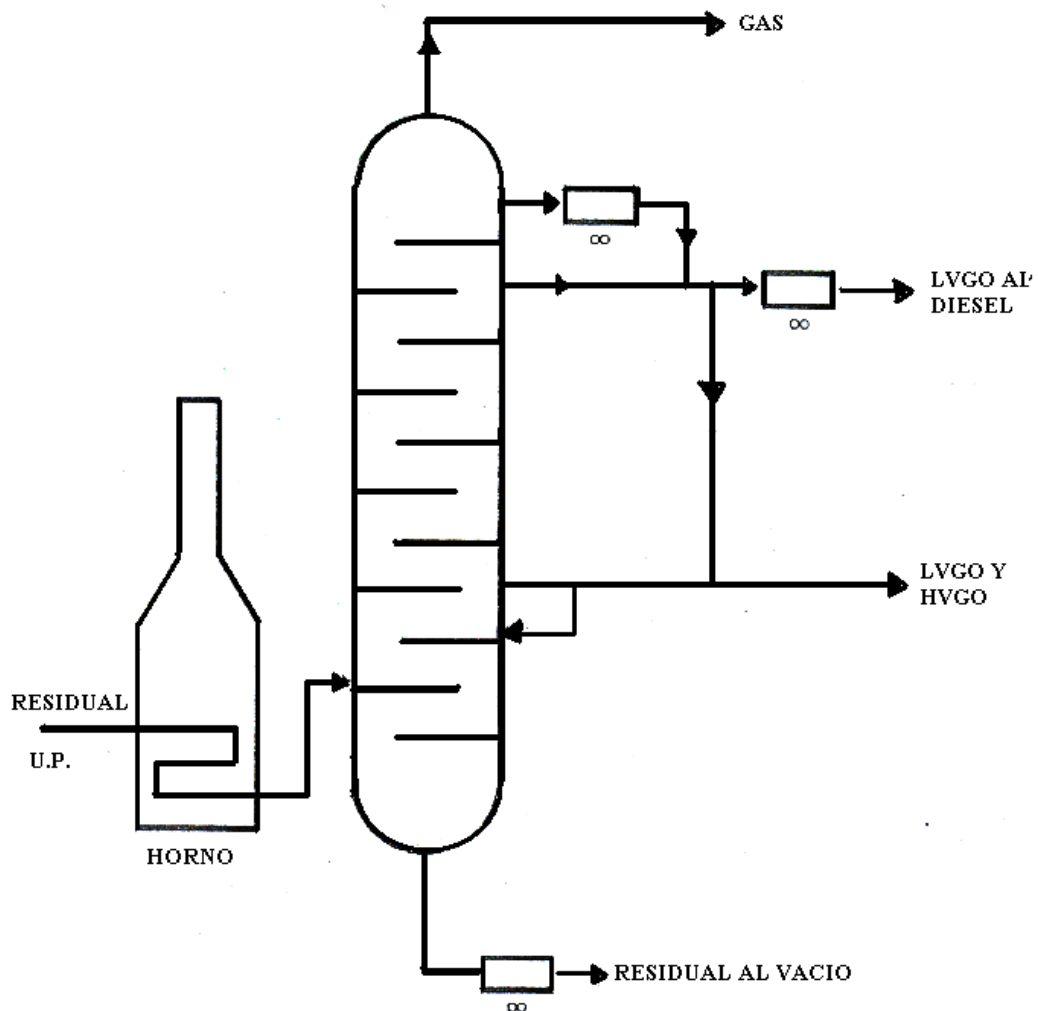


Al mismo tiempo que este proceso se está realizando y con el propósito de lograr mayores niveles de eficiencia en la separación, una corriente de gasolina ( llamada reflujo ) es bobeada al tope de la columna y baja a través de los platos realizando una acción de enfriamiento que condensa los hidrocarburos más pesados. Simultáneamente, los vapores calientes causan la revaporización de los reflujo.

Como éste proceso continúa, las diferentes fracciones del petróleo crudo condensan en los platos a diferentes niveles de altura de la columna. Las fracciones mas pesadas ( con punto de ebullición más alto ) condensan en los platos más bajos y calientes. Las fracciones más livianas ( con punto de ebullición más bajo ), condensan en los platos más altos y fríos.

La destilación al vacío Fig. N° 3, es un proceso semejante al descrito para la destilación primaria. La diferencia fundamental entre ambas, es que mientras la primaria opera a presión casi atmosférica, la unidad al vacío lo hace a presiones mucho menores que la atmosférica. Esto permite destilar las fracciones mas pesadas con temperaturas que no posibilitan el craqueo térmico. En ambos casos se produce una separación física de las fracciones del petróleo crudo sin rotura química de las moléculas que conforman la mezcla.

**FIGURA N° 3**  
**UNIDAD DE DESTILACION AL VACIO**



## **2.5.- REFINACION COMPLEJA**

Cuando se trata de refinación compleja, mediante proceso de mayor exigencia térmica o utilizando catalizadores químicos especialmente diseñados y probados, se produce el rompimiento de las largas cadenas que conforman los hidrocarburos más pesados, dando lugar a hidrocarburos mas livianos.

Utilizando la refinación compleja se logra una mayor proporción de destilados livianos ( gasolinas ) y destilados produce residuales mas pesados y con mayor concentración de impurezas.

Los sistemas de refinación compleja más utilizados en la actualidad son el craqueo catalítico y el hidrocraqueado.

**2.5.1.- Craqueo Térmico.-** El craqueo térmico es el proceso de transformación de hidrocarburos que pone en juego la temperatura como agente de activación. Es endotérmico ( requiere de calor ), y en consecuencia el horno resulta ser el órgano esencial. El resto del equipo permite separar a los productos y es tanto más complejo cuando más severas sean las especificaciones parciales de los grupos formados inicialmente.

Esencialmente el craqueo térmico consiste en la ruptura de las moléculas de hidrocarburos, bajo la única influencia de temperatura, seguida de otras rupturas o recombinaciones parciales de los grupos formados inicialmente.

Las aplicaciones industriales alcanzan a todos los cortes de hidrocarburos susceptibles de procesarse en una refinería. La gama de productos es extremadamente variada: Gases ligeros no saturados, olefinas ( alquenos ), gasóleos, aceite combustible , etc.

El craqueo térmico, en sus modernas aplicaciones, es siempre un proceso muy flexible, que permite equilibrar ventajosamente los programas de producción de las refinerías.

**2.5.2.- Craqueo Catalítico.-** Es el proceso por el cual se logra el craqueo de los hidrocarburos de alto punto de ebullición, mediante un catalizador natural o sintético. La carga a la unidad de craqueo catalítico, constituida básicamente por reactor, regenerador y torre de destilación, es normalmente gasóleo de destilación de vacío. Los productos principales que se obtienen son gasolinas de alto octanaje y gas licuado de petróleo.

El catalizador modifica profundamente el mecanismo de ruptura de los enlaces entre átomos de carbono y aumenta la velocidad de transformación. Permite asimismo, reducir la severidad de las reacciones y en consecuencia eliminar la mayor parte de las reacciones secundarias, productoras de gas, coque y residuos pesados.

El catalizador es usualmente un producto sintético ( silico-aluminato ), cuyas propiedades físicas y químicas puedan ser mejoradas y controladas. A pesar de comportarse como un catalizador las reacciones que provoca, no permanece inalterado, pues se reduce el coque, que le hace perder su actividad.

El coque se elimina por combustión, en el regenerador, con lo que el catalizador recupera su actividad.

La evolución del proceso se ha caracterizado por dos tendencias:

Mejoramiento de las propiedades del catalizador para obtener rendimientos y calidades crecientes y, también una vida más larga.

Mejoramiento de las técnicas de realización del proceso que han conducido al lecho móvil y a los procesos de lechos fluidizados.

El Craqueo catalítico Fluidizado ( CCF ) es el procedimiento mas conocido y utilizado.

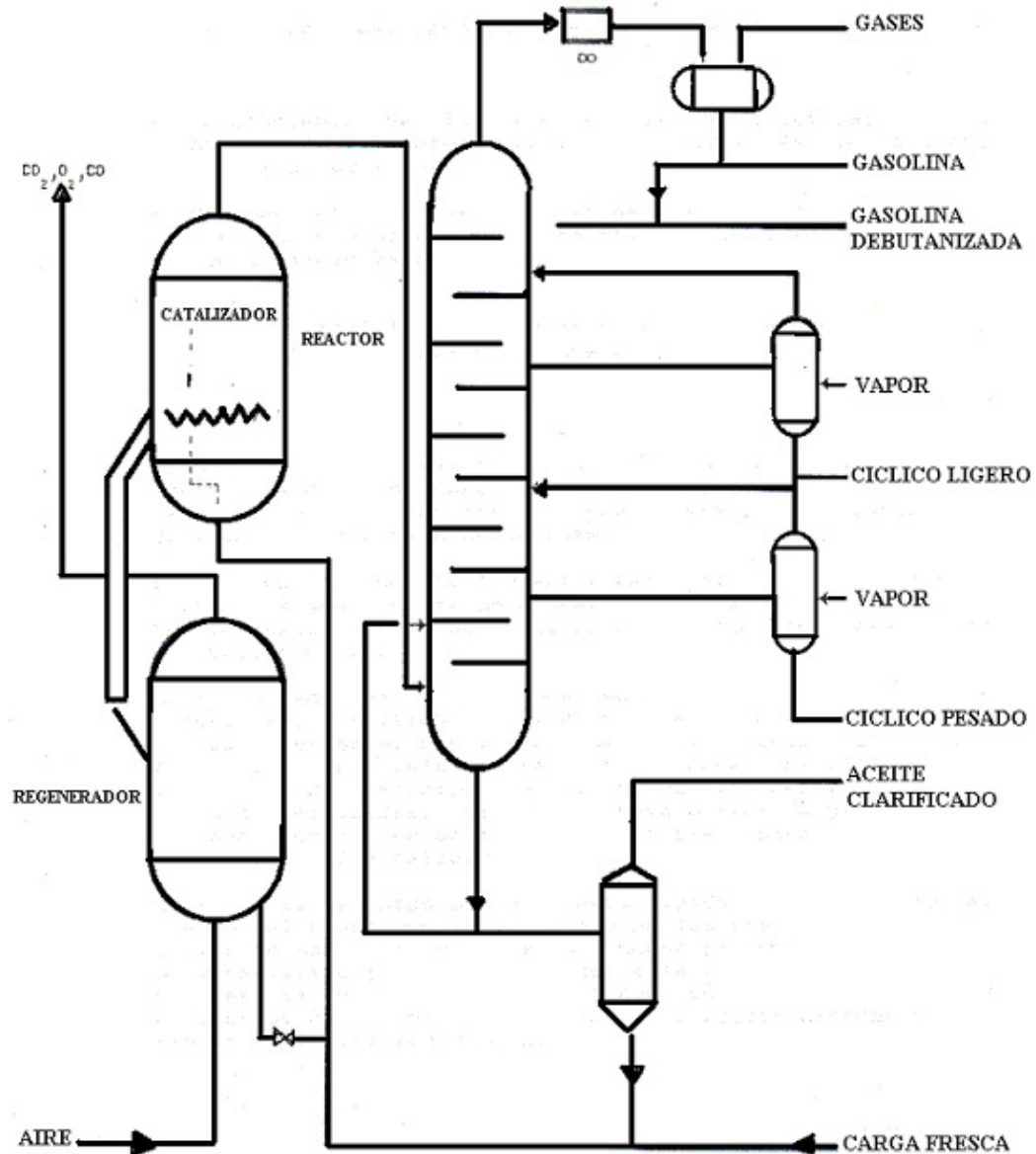
**2.5.3.- Hidrocraqueo.-** Como el craqueo catalítico el hidrocraqueo convierte las fracciones de hidrocarburos de alto punto de ebullición y bajo precio en fracciones ligeras fuertemente revalorizadas en condiciones hidrogenadas. El hidrogeno aumenta la actividad catalítica y permite trabajar a menores temperaturas, de manera mas selectiva. Los depósitos de coque y la desactivación del catalizador son despreciables.

Los procesos de hidrocraqueo son más flexibles que los anteriores, permitiendo tratar cargas muy diversas como naftas pesadas, kerosene, destilados medios y pesados, cuya calidad puede ser inferior para el craqueo catalítico. Los productos de reacción son saturados y predominantemente cadenas ramificadas, se pueden revalorizar a gasolina de elevado número de octano, combustibles para reactores y gasóleos de alta calidad.

La economía de estos procesos está ligada principalmente al precio del hidrogeno y al mercado de los productos.

La fuente mas indicada es el hidrogeno procedente de reformado catalítico, en ausencia de esta posibilidad, o cuando no resulta disponible en cantidad suficiente, solo las refinerías de gran capacidad puede producir hidrógeno a un precio suficientemente bajo.

**FIGURA N° 4**  
**UNIDAD DE CRAQUEO CATALITICO FLUIDIZADO ( FCC )**



### **III.- LOS COMBUSTIBLES RESIDUALES DERIVADOS DEL PETROLEO**

#### **3.1.- CLASIFICACION DE LOS COMBUSTIBLES.**

Los productos de refinación del petróleo que se utilizan como combustibles industriales, son los destilados más pesados y los residuales que salen por el fondo de las columnas de destilación.

Los que resultan más importantes, en función a su frecuencia de empleo, son los siguientes:

### **3.1.1.- DIESEL 2**

Como su nombre lo indica, este combustible es concebido, producido y normalizado específicamente para ser empleado en motores de combustión interna del ciclo Diesel, por lo cual el índice de Cetano es una de sus especificaciones de mayor importancia.

Aunque una gran proporción de su producción se consume en el sector transporte, también se utiliza en usos industriales, cuando por el tamaño y capacidad de los equipos o por condiciones del proceso mismo, no resulte posible o conveniente utilizar combustibles residuales.

Sus características diferenciales más importantes para uso industriales son los siguientes:

- No requiere calentamiento previo para ser bombeado, ni para su atomización.
- Por ser un producto destilado, es un combustible limpio, con mínimo contenido de cenizas, sin humedad ni sedimentos y bajo contenido de azufre.
- Su poder calorífico expresado en función a su volumen es menor que el de los combustibles residuales.

Desde el punto de vista técnico resultaría siempre atractivo y cómodo utilizar Diesel 2 en procesos industriales, pero precisamente por tener características valiosas ( índice de Cetano ), que no interesan ni se aprovechan al quemarse industrialmente, su empleo resulta conveniente en términos económicos.

En la práctica, con algunas variaciones de composición y con otras nominaciones, tales como gasóleo, representa el combustible líquido de carácter doméstico o pequeñas plantas industriales.

### **3.1.2.- RESIDUAL 4**

Su empleo se proyecta a sustituir al Diesel 2 en usos industriales, al presentar características similares en razón de conformarse con una producción de Diesel 2 que varía entre 70 y 80%, siendo el resto Residual 6.

Sus características diferenciales son:

- En condiciones normales, no requiere calentamiento para su bombeo ni para su atomización.
- En climas fríos, cuando la temperatura ambiental disminuye por debajo de 15° C, podría requerir un ligero calentamiento para su adecuada atomización, dependiendo del tipo de quemador y sus requerimientos de viscosidad.

- El contenido de impurezas, tales como cenizas, agua, sedimentos y azufre, es ligeramente superior al Diesel 2, pero ya determina que constituya un “ petróleo negro”, lo que marca algunas condiciones de empleo en diferentes plantas.
- Su poder calorífico inferior, expresado en función del volumen, es ligeramente mayor al Diesel 2.

El atractivo de su utilización sustituyendo al Diesel 2 es el carácter económico, siendo normalmente inferior su precio en un 10 – 15% y combustionado en condiciones similares.

### **3.1.3.- RESIDUAL 5**

Es un combustible más ligero que el Residual 6, contiene 42% de Diesel 2. sus características más importantes son las siguientes:

- Usualmente no requiere calentamiento para su bombeo ( 12° C ), siendo necesario el calentamiento para su atomización ( 75° C )
- Los límites de viscosidad a 50° C ( 42 -81 cts. )
- Su contenido de cenizas es de 0.01/en peso, el contenido de compuestos corrosivos es relativamente bajo ( 5 ppm en Vanadio )
- El punto de fluidez debe considerarse, cuando las temperaturas son bajas ( < 6°C )
- El contenido de azufre es de 1% por lo que es necesario tomarlo en cuenta, por tratarse de un compuesto corrosivo.
- El contenido de agua es de 1% como máximo, este valor debe tomarse en cuenta sobre todo en le almacenamiento, ya que se puede sedimentar en el fondo del tanque, ocasionando problemas de corrosión.
- En cuanto a su poder calorífico por unidad de volumen, proporciona 8% más energía que el Diesel 2 y 0.28% menos que el Residual 6.

### **3.1.4.- RESIDUAL 6**

Es el combustible residual típico para usos industriales. Como producto residual de la destilación, presenta características marcadamente diferentes a los destilados, en razón de la presencia de impurezas que juegan un significativo papel en cuanto a eficiencia de combustión, contaminación de productos y mantenimiento de equipos.

Sus características se encuentran normalizadas, pero presentan algunas variaciones en cuanto a composición, en función al crudo que se procesen y el proceso de refinación utilizado.

Características de este Residual

- Requiere ser calentado, tanto para su bombeo ( 45°C ) como para su correcta atomización ( 110°C )

- Su viscosidad no debe exceder los 600 Centistokes.
  - El contenido de cenizas, presenta en su composición elementos que resultan corrosivos en condiciones térmicas exigentes, tales como vanadio, níquel, sodio, etc. Y que requieren especial atención.
  - El punto de fluidez resulta un factor a tomar en cuenta cuando se trabaja en climas fríos ( 15°C ).
  - En cuanto a problemas de corrosión y contaminación, el contenido de azufre, normalizado en menos de 2%, representa uno de los aspectos de mayor importancia.
  - El poder calorífico, expresado en función de volumen de combustible, resulta mayor que el correspondiente al Diesel 2, aproximadamente en un 7%.
  - El contenido de agua de arrastre de sedimentos también representa un factor a tomar en cuenta, particularmente cuando no se le presta la importancia que requieren a las etapas de recepción y almacenamiento.
- Aunque su combustión resulta más problemática que la del Diesel 2 y el Residual 4, su empleo se justifica por una conveniencia económica derivada de su precio inferior en el mercado, de su mayor poder calorífico o por razones de disponibilidad.

### **3.1.5.- RESIDUAL 500 (ALTA VISCOSIDAD)**

Aunque su nominación aparente una gran diferencia respecto al Residual 6 , realmente la diferencia entre ambos es muy pequeña, mientras que el Residual 6 debe tener un viscosidad inferior a 600 Centistokes a 50°C, este combustible alcanza valores equivalentes cercanos a los 1100 Centistokes a 50°C.

Normalmente, para convertir el residual de alta viscosidad ( 1100 Centistokes ) en residual 6 ( 600 Centistokes ), se le adiciona un 5% de Diesel.

Si se considera que se utiliza industrialmente combustible con viscosidades diez veces mayores, tales como residuales de vacío o asfaltos, resulta injustificado que se denomine Residual de alta viscosidad. Siento la tendencia general nominarlo como Residual 500.

- Resultará necesario calentarlo en 5°C más que el Residual 6 ( °C ).
- La temperatura necesaria de calentamiento para disminuir su viscosidad al rango requerido por los quemadores es de 10°C mayor que el Residual 6 ( 120°C )
- El contenido de cenizas, azufre, agua y sedimentos, resultan ser igualmente un 7% mayor en promedio.
- Su poder calorífico es ligeramente superior al del Residual 6.



### **3.2.- PROPIEDADES FISICOQUIMICAS**

#### **3.2.1.- DENSIDAD API**

Define la relación entre la masa de combustible y el volumen que ocupa a una determinada temperatura y presión, por lo cual resulta una variable particularmente importante en el caso de los combustibles residuales, para juzgar en forma rápida sus características de empleo y las dificultades que presentará su combustión.

Se expresa en API ( American Petroleum Institute ), los cuales se pueden medir fácilmente en planta utilizando un densímetro que se sumerge en el combustible hasta un determinado nivel, permitiendo la lectura de los API directamente en una escala de rango adecuado. Se presentarán valores más altos para combustibles livianos y bajos para los pesados.

La relación entre el API y gravedad específica es la siguiente:

$$\text{Gravedad Específica} = \frac{141.5}{131.5 + \text{API}}$$

#### **3.2.2.- VISCOSIDAD**

La viscosidad de un líquido puede definirse por la resistencia que oponen sus moléculas a la fuerza que tiende a desplazarlas, debido a la fricción que se produce entre ellas.

En el caso de los residuales constituye una de las propiedades de mayor importancia, por utilizarse como factor de referencia para efectuar el bombeo y la atomización en condiciones adecuadas a los equipos utilizados.

La viscosidad dinámica o absoluta se expresa en Poises y equivale a la fuerza en dinas que se requiere para desplazar un plano líquido de 1 cm<sup>2</sup> de superficie, a una distancia de 1 cm. y con la velocidad de 1 cm./seg.

La viscosidad cinemática es el cociente del coeficiente de viscosidad absoluta por la densidad del líquido a la temperatura de ensayo y se expresa en stockes o centistockes.

La tendencia es utilizar la expresión de la viscosidad de combustibles en centistockes.

#### **3.2.3.- PUNTO DE FLUIDEZ**

La temperatura a la cual el combustible fluye libremente por gravedad se denomina punto de fluidez.

Resulta una variable importante para juzgar la facilidad con la cual los combustibles industriales pueden ser transportados y manipulados.

Los valores promedio de los residuales más empleados en la práctica industrial se ubican en los valores cercanos a los rangos de temperatura ambiental ( 15°C ), por lo cual por su manipulación por gravedad sin aporte

de calor resultará factible en aquellos lugares donde la temperatura ambiental se mantenga en niveles mayores al punto de fluidez determinado.

#### **3.2.4.- CONTENIDO DE AGUA Y SEDIMENTOS.**

El agua en forma de minúsculas gotas y con otros tipos de impurezas, se encuentra en suspensión en todos los combustibles líquidos y en forma particular en los residuales.

Si las gotas de agua se dispersan en el fluido son de un diámetro tal que su decantación se puede producir rápidamente, a las temperaturas que alcanza el residual en el precalentador del quemador, su presencia a partir del orden del 1% puede ya provocar irregularidades apreciables en el funcionamiento del quemador y en la estabilidad de la llama.

Por el contrario, si las gotitas de agua emulsionada en el combustible no son susceptibles de decantar, porque sus diámetros son muy reducidos y las necesidades de calentamiento moderadas, porcentajes relativamente importantes ( 10 ó 15% ), no ejercen una influencia perjudicial apreciable sobre el funcionamiento del quemador, desde el punto de vista mecánico.

Respecto a la presencia de sedimentos, si las partículas extraídas están constituidas esencialmente por granitos de sílice o de óxidos de hierro, la circulación del combustible por equipos tales como bombas de desplazamiento positivo o las boquillas de los quemadores, podría provocar problemas de abrasión. Si por el contrario, los sedimentos están constituidos por partículas blandas, su acción dentro de ciertos límites, no resultará apreciablemente nociva.

#### **3.2.5.- PODER CALORIFICO**

Representa la cantidad de calor que posee y es capaz de liberar un combustible residual por cada unidad de volumen o masa considerado. Así, se puede expresar el poder calorífico de los combustibles líquidos en relación a su volumen y masa.

En un equipo industrial se debe liberar como mínimo un 99% del poder calorífico del combustible, en condiciones que permitan su máxima conversión en calor útil.

#### **3.2.6.- TENSION SUPERFICIAL**

Se puede definir, para el caso de un combustible líquido en contacto con un gas o con aire, como la tendencia del fluido a presentar la mínima área expuesta al contacto con el gas, y por tanto a la acción de las fuerzas que actúan sobre el con la interfase líquido-gas.

La tensión superficial, al igual que la viscosidad, disminuye cuando aumenta la temperatura, la única razón por la que se utiliza como referencia

para la adecuada atomización y bombeo la viscosidad y no la tensión superficial, es que aquella es más fácil de determinar a las temperaturas de operación.

### **3.2.7.- INFLAMABILIDAD**

El punto de inflamación o inflamabilidad de un combustible líquido proporciona una indicación sobre el valor de la temperatura a la cual el producto, ensayado según una cierta norma, emite suficientes vapores para que pueda inflamarse la mezcla aire-gases provocada por el calentamiento del fluido.

Se admite generalmente que los distintos combustibles líquidos pueden, manipularse sin grave riesgo de explosión o incendio, siempre y cuando permanezcan a temperaturas inferiores correspondientes a su punto de inflamación.

El punto de inflamación de los combustibles industriales Diesel y residuales está alrededor de 65-70°C, lo cual permite considerar que el almacenamiento de estos productos no son peligrosos.

### **3.2.8.- RESIDUO CARBON CONRADSON**

El residuo carbonoso conradson proporciona una indicación u orientación valiosa sobre la tendencia del combustible a formar inquemados, esto es a coquizar.

Los índices de conradson elevados dan una indicación significativa sobre la tendencia a la formación de coque de un combustible en los precalentamientos y la posibilidad que se produzca el ensuciamiento de la boquilla del quemador durante su operación.

## **IV.- BOMBAS ROTATORIAS**

Las bombas rotatorias son bombas de desplazamiento positivo en las cuales la acción principal de bombeo es originada por el movimiento relativo entre los elementos rotatorios de la bomba y los estacionarios. Su movimiento rotatorio las distingue de las bombas alternativas de desplazamiento positivo en las que el movimiento principal de los elementos en movimiento es alternativo. La naturaleza del desplazamiento positivo de su acción de bombeo las distingue de la clase general de bombas centrífugas, en que el desplazamiento del líquido y la acción de bombeo depende en gran parte de la velocidad desarrollada del líquido.

Es característica de una bomba rotatoria, como una bomba de desplazamiento positivo, que el líquido desplazado en cada revolución de la bomba sea independiente de la velocidad. Otra característica de las bombas rotatorias es la de mantener un sello continuo de líquido entre los orificios de entrada y salida de la bomba por la acción y posición de los elementos de bombeo y los cerrados claros de operación de la bomba.

Por lo tanto, las bombas rotatorias generalmente no requieren de arreglos de válvulas de entrada y salida, como lo hacen las bombas alternativas.

Ciertas acciones generales son comunes a todo tipo de bombas rotatorias. Los siguientes términos son útiles para describir estas acciones. Esta nomenclatura es consistente con la utilizada en las normas del Instituto de Hidráulica (Hydraulic Institute Standards).

Las bombas rotatorias son útiles para el manejo de fluidos ( líquidos, gases, vapores y mezclas de ellos y a veces incluyendo sólidos en suspensión ).

#### **4.1.- PARTES DE UNA BOMBA ROTATORIA**

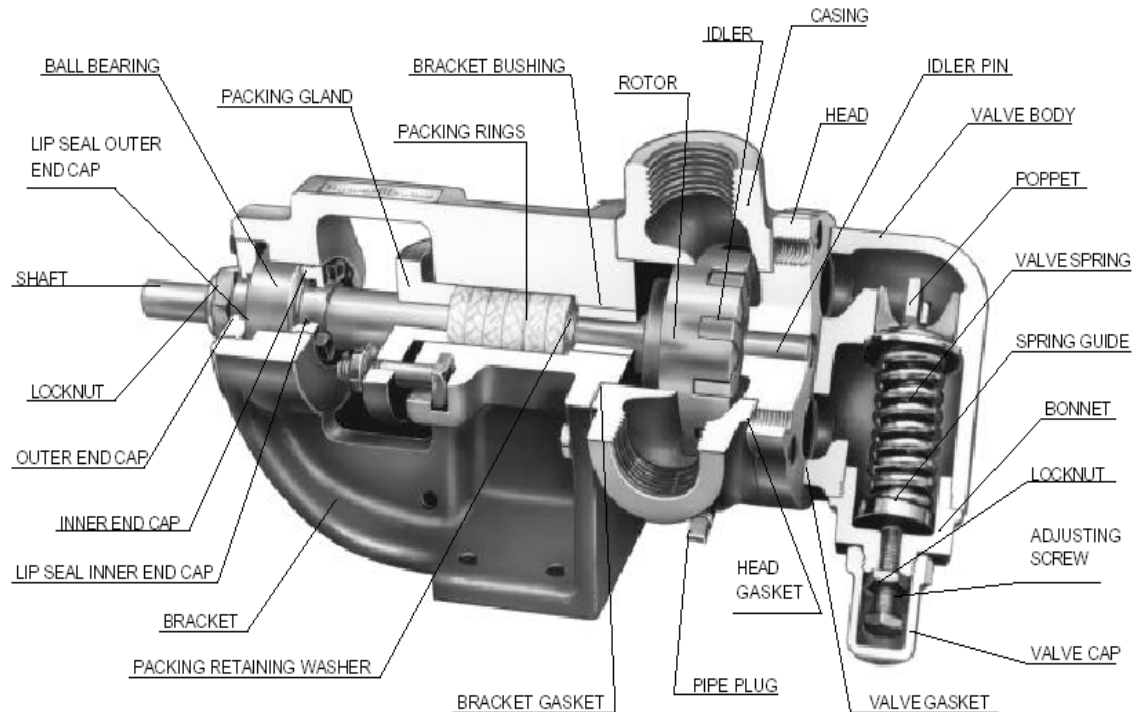
La cámara de bombeo se define generalmente como el espacio interior de la bomba que puede contener el fluido bombeado, mientras la bomba está en operación.. El cuerpo es la parte de la bomba que rodea los límites de la cámara de bombeo y se llama a veces carcasa o alojamiento. En algunas bombas rotatorias el cuerpo puede ser también un ensamble rotatorio, pero en la mayoría de los tipos es estacionario y se la llama estator. Las placas extremas son aquellas partes del cuerpo o separadas de él que cierran los extremos del cuerpo para formar la cámara de bombeo. A veces se llaman cubiertas de la bomba.

El ensamble rotatorio generalmente incluye todas las partes de la bomba que giran cuando la bomba está en operación, mientras que el rotor es la parte específica del ensamble rotatorio que gira dentro de la cámara de bombeo. A los rotores se les pueden dar nombres específicos, en tipos específicos de bombas rotatorias. Estos pueden llamarse engranes, tornillos, etc. La mayoría de las bombas rotatorias están acopladas mecánicamente a la fuente motriz, con acoplamientos de varios tipos ( magnético, de engranajes, de rejilla, de disco, omega, etc. )

Los sellos de las bombas son de dos tipos generales, estáticos y móviles. Los sellos estáticos proporcionan un sello hermético a prueba de líquido o aire entre las partes estacionarias desmontables de la cámara de bombeo y los sellos móviles se usan en lugares limitantes de la cámara de bombeo, a través de los cuales pasan los elementos móviles, generalmente ejes.

Con las bombas rotatorias se pueden usar una serie de dispositivos auxiliares y arreglos, pero dos son en cierto modo característicos de las bombas de desplazamiento positivo. Si se genera una sobre presión debido a una obstrucción o bloqueo, se utilizan válvulas de alivio para limitar la presión, abriendo un pasaje auxiliar a determinada presión. La válvula puede ser integral con el cuerpo, integral con una plaza extrema o sobrepuesta. La baja velocidad del fluido (relativa a algunas bombas centrífugas), que está pasando a través de las cámaras de una bomba rotatoria, permite algún control de la temperatura de la bomba o del fluido en la bomba mediante pasajes o chaquetas en o sobre el cuerpo de la bomba o placas extremas, a través de las cuales se puede hacer circular un fluido auxiliar para transferir calor hacia o desde el fluido de la bomba. Tales bombas se llaman bombas enchaquetadas o encamisadas.

## PACKED PUMPS



### 4.2.- ACCION DE BOMBEO DE LAS BOMBAS ROTATIVAS

La acción de bombeo en todas las bombas rotatorias de desplazamiento positivo incluye tres acciones elementales. Las partes rotatorias y estacionarias de la bomba actúan para definir un volumen, sellado con la salida de la bomba y abierto a la entrada de la bomba, el cual crece a medida que los elementos rotatorios de la bomba giran. Después, los elementos de la bomba establecen un sello entre la entrada de la bomba y parte de este volumen y hay un momento, aunque corto, en que este volumen no está abierto ni a las partes de la entrada ni a las de salida de la cámara de bombeo. Después, el sello hacia la salida de la cámara se abre y el volumen abierto hacia la salida es forzado por la acción conjunta de los elementos en movimiento y los estacionarios de la bomba. En todos los tipos de bombas rotatorias, la acción de los elementos del volumen de bombeo deben incluir estas tres condiciones: salida cerrada, entrada abierta; salida cerrada, entrada cerrada; salida abierta, entrada cerrada. Para una buena acción de bombeo, el volumen a entrada abierta (EA) debe crecer en volumen suave y continuamente con la rotación de la bomba, el volumen a entrada y salida cerradas (ESC) debe permanecer constante con la rotación de la bomba y el volumen a la salida abierta (SA) debe comprimirse suave y continuamente con la rotación de la bomba. En ningún momento debe haber fluido en la cámara de bombeo, con ambos orificios, tanto el de entrada como el de salida, abiertos simultáneamente, si la bomba es verdaderamente de desplazamiento positivo.

#### 4.3.- BOMBAS DE ENGRANAJES

Las bombas de engranes son bombas rotatorias en las cuales hay dos o más engranes para efectuar la acción de bombeo. Es característico que uno de los engranes sea capaz de conducir a los otros.

Los dos tipos principales de bombas de engranes son las bombas de engranes externos y las bombas de engranes internos. Generalmente las bombas de engranes externos están arregladas de manera que el entre de rotación de cada elemento es externo al diámetro mayor en un engrane vecino y todos los engranes son del tipo de dientes externos. El centro de rotación de por lo menos un engrane en una bomba de engranes internos está adentro del diámetro mayor de un engrane adyacente y por lo menos un engrane es del tipo de dientes internos o del tipo de corona. La Fig. N° 5 muestra una sección a través de una bomba de engranes externos y la Fig. N° 6 muestra una sección a través de una bomba de engranes internos.

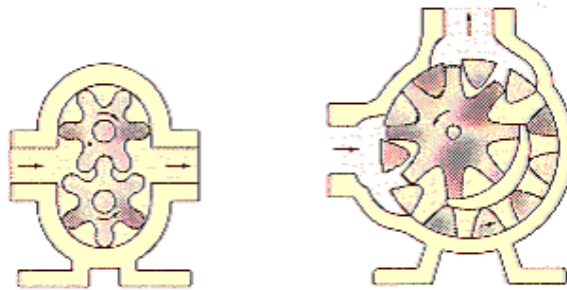
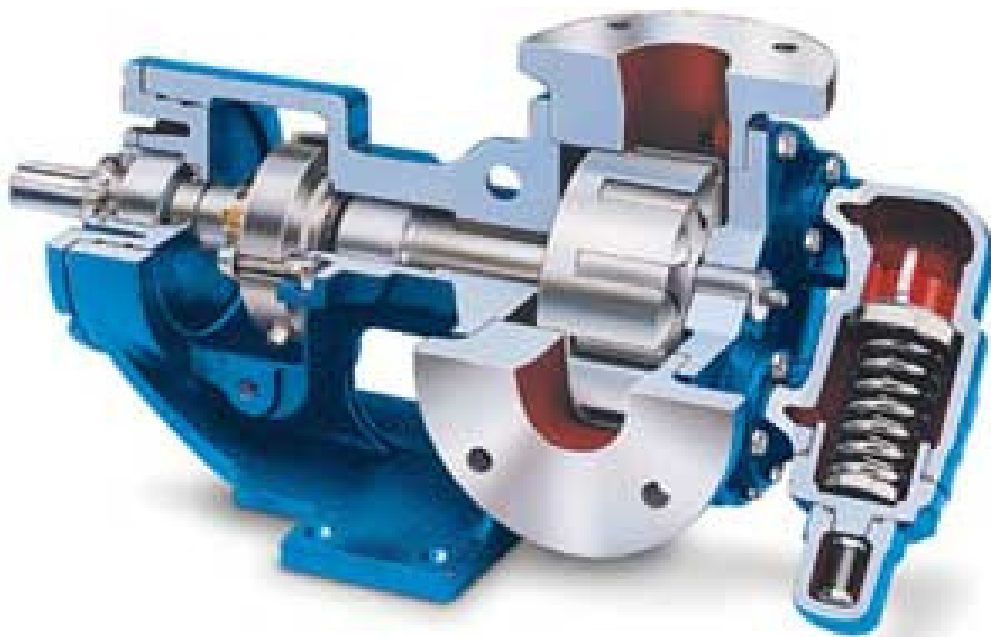


Fig. N° 5 Bomba de engranajes externos      Fig. N° 6 Bomba de engranajes internos



El diseño de la bomba de engranajes internos está formado por un engranaje externo que engrana con los dientes que están en el interior del engranaje mayor. Las cámaras de bombeo están formadas entre los dientes de los engranajes. Una pieza de media luna esta mecanizada en el cuerpo de la bomba entre la entrada y la salida donde la holgura entre los dientes es máxima. De esta forma los dos orificios están separados mientras que los engranajes hacen circular el fluido.

#### **4.4.- PARAMETROS PARA CALCULAR UNA BOMBA**

##### **4.4.1.- CAUDAL DE BOMBEO ( Q )**

El caudal es el flujo proporcionado por la bomba, este caudal es determinado por el desplazamiento de la bomba multiplicado por el número de revoluciones a la cual es sometida la bomba.

Una bomba puede ser clasificada por su caudal nominal en galones por minuto, en litros por minuto, etc.

##### **4.4.2.- NIVEL ESTATICO DE SUCCION**

Es la distancia vertical entre el nivel del líquido del tanque de almacenamiento y la línea central del eje de la bomba, cuando la bomba esta localizada por debajo del líquido del tanque de almacenamiento. Ver Figura 7 ( A )

##### **4.4.3.- ALTURA ESTATICA DE SUCCION**

Es la distancia vertical entre el nivel del líquido del tanque de almacenamiento y la línea central del eje de la bomba, cuando la bomba esta localizada por debajo del nivel del líquido del tanque de almacenamiento.

##### **4.4.4.- NIVEL TOTAL DE SUCCION**

Es la presión total, por debajo de la atmosférica en la succión, cuando la bomba esta en operación es igual al nivel estático de succión más las pérdidas por fricción y accesorios.

##### **4.4.5.- ALTURA TOTAL DE SUCCION ( $H_s$ )**

Es la presión total por debajo de la atmosférica en la succión, cuando la bomba esta en operación es igual a la altura estática de succión menos las pérdidas por fricción y accesorios.

##### **4.4.6.- ALTURA ESTATICA DE DESCARGA**

Es la distancia vertical entre la línea central del eje de la bomba y el punto libre del líquido en el tanque de recepción, Ver Figura N° 7 ( A ), ( B ) y ( C ).

##### **4.4.7.- ALTURA TOTAL DE DESCARGA ( $H_d$ )**

Es la suma de las pérdidas de fricción y accesorios y la altura de descarga estática.

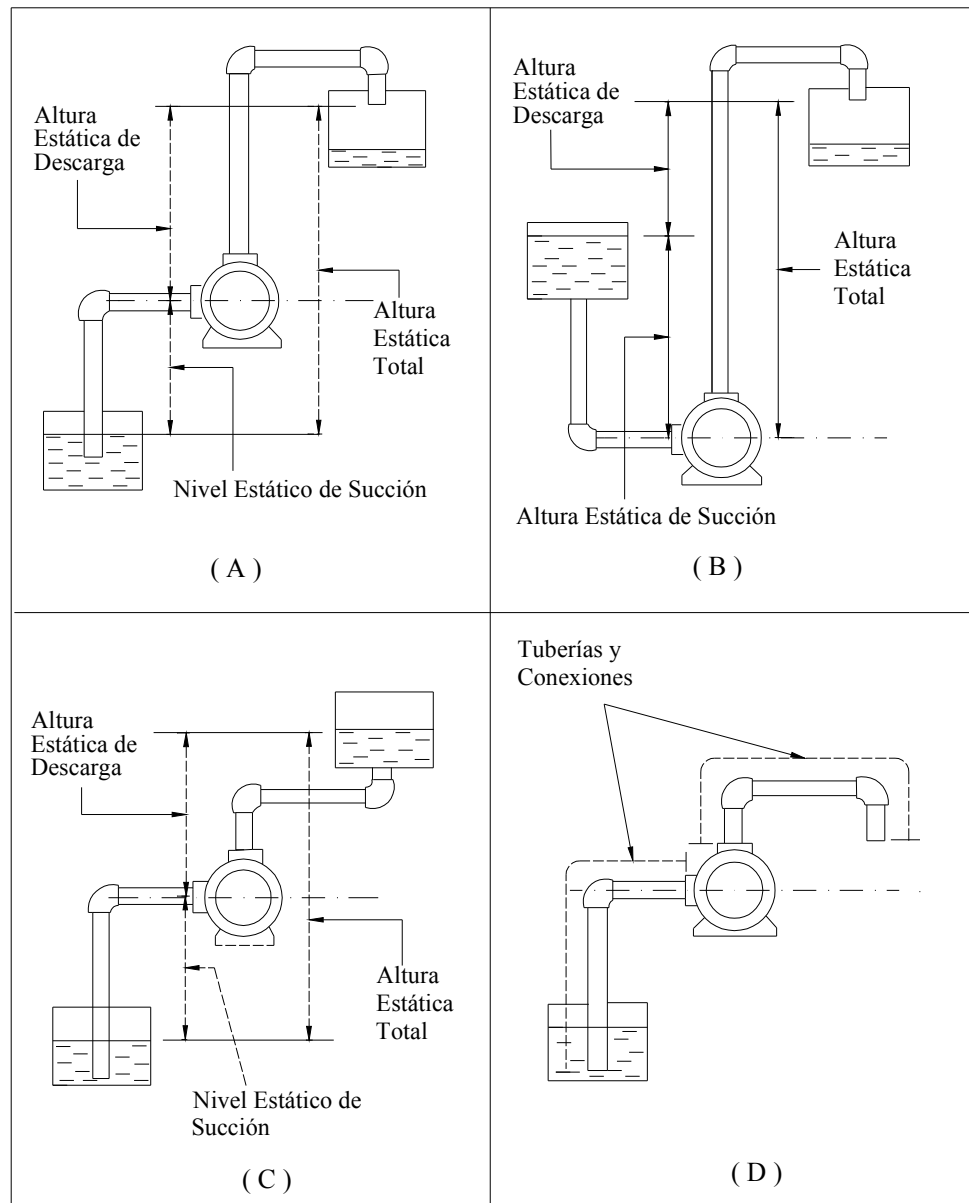
#### 4.4.8.- ALTURA ESTÁTICA TOTAL

Es la suma del nivel estático de succión y la altura estática de descarga o la diferencia entre la altura estática de descarga y la altura estática de succión. Ver Figura N° 7 , ( A ) , ( B ) y ( C ).

#### 4.4.9.- ALTURA DINAMICA TOTAL ( HDT )

Es la suma de la altura total de descarga y el nivel total de succión.

**FIGURA N° 7**





#### 4.4.10.- DIAMETRO DE TUBERÍA

Un primer paso en la determinación del diseño de la línea de impulsión es la elección del diámetro de la tubería, para esto se tiene que tener en cuenta la viscosidad del fluido.

#### 4.4.11.- VELOCIDAD MEDIA DE FLUJO

Establecido el diámetro de diseño, si este no es comercial se determina la velocidad media del flujo en la tubería escogiendo para esto el diámetro inmediato superior comercial y utilizando la ecuación de continuidad tenemos:

$$V = \frac{4 * Q_b}{\pi * D_c^2}$$

Donde:

V = Velocidad media del agua a través de la tubería (m/s).

D<sub>c</sub> = Diámetro interior comercial de la sección transversal de la tubería (m).

Q<sub>b</sub> = Caudal de bombeo igual al caudal de diseño (m<sup>3</sup>/s).

Si la velocidad no se encuentra dentro de los rangos permitidos para líneas de impulsión que son definidos en la sección de criterios y parámetros de diseño, el diámetro se cambia a uno en el cual se cumpla estas exigencias.

#### 4.4.12.- PERDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN ( $H_{pf}$ )

Para determinar las pérdidas de carga por fricción se tiene que tener en cuenta el caudal del fluido, el diámetro de la tubería y la viscosidad, para poder determinar estas pérdidas tenemos la tabla N° 2 , en la cual con estos datos se encuentra las pérdidas en pies por cada 100 pies de tubería.

**TABLA N° 2**  
**PERDIDAS POR FRICCION LIQUIDOS VISCOSOS. PERDIDAS POR PIE**  
**POR CADA 100 PIES DE TUBERIA DE ACERO CEDULA 40**

GPM	Diámetro Tubería	Viscosidad Cinemática - Seconds Saybolt Universal ( SSU )													
		Agua	100	200	300	400	500	600	800	1000	1500	2000	3000	5000	10000
3	1/2	10	25.7	54.4	83	108	135	162	218	273	411	545	820	1350	
	3/4	2.5	8.5	17.5	26.7	35.5	44	53	71	88	131	176	265	440	880
	1	0.77	3.2	6.6	10.2	13.4	16.6	20	26.6	34	50	67	100	167	
5	3/4	6.32	14.1	29.3	44	59	74	88	117	147	219	293	440	740	1470
	1	1.93	5.3	11	16.8	22.4	28	33	44	56	83	111	167		
	1 1/4	0.51	1.8	3.7	5.5	7.6	9.5	11.1	14.8	18.5	28	37	56	94	187
10	1	6.86	11.2	22.4	33.5	45	56	66	89	112	165	223			
	1 1/4	1.77	3.6	7.5	11.2	14.9	19.1	22.4	30	37	55	74	112	190	
	1 1/2	0.83	1.9	4.2	6	8.1	10.2	12.3	16.5	20.3	31	41	62	102	207
15	1	14.6	26	34	50	67	85	104	137	172					
	1 1/4	3.72	6.4	11.3	16.9	22.4	29	34	45	57	84	112	167		
	1 1/2	1.73	2.8	6.2	9.2	12.4	15.3	18.4	25	30	46	61	92	152	
20	1	25.1	46	46	67	90	111	133	180	220					
	1 1/2	2.94	5.3	8.1	12.2	16.2	20.3	25	33	40	61	81	122	203	
	2	0.87	1.5	3	4.4	6	7.4	9	11.9	14.8	22.4	30	45	74	147
30	1 1/2	6.26	11.6	12.2	18.2	24.3	30	37	50	61	91	122	182		
	2	1.82	3.2	4.4	6.7	9	11.1	13.2	17.8	22.2	33	45	67	178	222
	2 1/2	0.75	1.4	2.2	3.2	4.4	5.5	6.5	8.8	10.9	16.6	22	33	55	110
40	1 1/2	10.8	19.6	20.8	24	32	40	50	65	81	121	162	243	400	810
	2	3.1	5.8	5.8	9	11.8	14.8	17.7	24	30	44	59	89	148	
	2 1/2	1.28	2.5	3	4.4	5.8	7.4	8.8	11.8	14.6	22.2	29	44	73	145
60	2	6.59	11.6	13.4	13.4	17.8	22.2	27	36	45	67	89	134	220	
	2 1/2	2.72	5.1	5.5	6.5	8.8	10.9	13.1	17.8	22	34	44	66	109	220
	3	0.92	1.8	1.8	2.8	3.7	4.6	5.6	7.3	9.2	13.8	18.5	27	46	92
80	2 1/2	4.66	8.3	9.7	9.7	11.8	14.6	17.6	24	29	44	58	87	145	
	3	1.57	3	3.2	3.7	4.8	6.2	7.3	9.7	12.2	18.3	24	37	61	122
	4	0.41	0.83	0.83	1.2	1.7	2.1	2.5	3.3	4.2	6.2	8.3	12.5	20.6	41
100	2 1/2	7.11	12.2	14.1	14.8	14.8	18.5	22	29	36	55	73	109	183	
	3	2.39	4.4	5.1	5.1	6.2	7.6	9.1	12.1	15.2	23	31	46	77	150
	4	0.62	1.2	1.3	1.5	2.1	2.5	3.1	4.1	5.1	7.8	10.4	15.5	26	51
125	3	3.62	6.5	7.8	8.1	8.1	9.7	11.5	15.3	19.4	29	39	58	97	193
	4	0.94	1.8	2.1	2.1	2.6	3.2	3.9	5.2	6.4	9.8	12.7	19.3	32	65
	6	0.12	0.25	0.28	0.39	0.52	0.63	0.78	1	1.3	1.9	2.6	3.9	6.4	13
150	3	5.14	9.2	10.4	11.5	11.5	11.5	13.7	18.4	23	35	46	69	115	230
	4	1.32	2.4	2.9	2.9	3.1	3.9	4.6	6.2	7.8	11.5	15.4	23	39	78
	6	0.18	0.34	0.39	0.46	0.62	0.77	0.9	1.2	1.5	2.3	3	4.6	7.6	15.2
175	3	6.9	11.7	13.8	15.8	15.8	15.8	15.9	21.4	27	40	53	80	133	
	4	1.76	3.2	4	4	4	4.6	5.4	7.4	9.2	13.7	18.2	28	46	92
	6	0.23	0.44	0.52	0.54	0.7	0.9	1.1	1.4	1.8	2.6	3.5	5.3	8.8	17.8
200	3	8.9	15	17.8	20.3	20.3	20.3	20.3	25	31	46	61	91	152	
	4	2.27	4.2	5.1	5.1	5.1	5.1	6.2	8.3	10.4	15.5	20.6	31	51	103
	6	0.3	0.58	0.69	0.69	0.81	1	1.2	1.6	2	3	3.9	6.2	9.9	20.1
250	4	3.46	6	7.4	8	8	8	8	10.2	12.9	19.4	26	39	64	130
	6	0.45	0.83	0.99	1	1	1.2	1.5	2.1	2.5	3.7	5.1	7.6	12.5	
	8	0.12	0.21	0.28	0.28	0.35	0.42	0.51	0.67	0.83	1.2	1.7	2.5	4.2	8.3
300	4	4.89	8.5	9.9	11.6	11.6	11.6	11.6	12.4	15.5	23	31	46	77	155
	6	0.64	1.2	1.4	1.5	1.5	1.5	1.8	2.5	3	4.6	6	9.1	15	30
	8	0.16	0.3	0.39	0.39	0.42	0.51	0.61	0.82	1	1.5	2	3	5.1	9.9
400	6	1.09	1.9	2.3	2.5	2.8	2.8	2.8	3.2	3.9	6	8.1	12.1	20.1	
	8	0.28	0.53	0.62	0.67	0.67	0.67	0.81	1.1	1.3	2	2.8	4.1	6.7	13.5
	10	0.09	0.18	0.21	0.23	0.23	0.28	0.32	0.43	0.53	0.81	1.1	1.6	2.8	5.3
600	6	2.34	4.2	5.1	5.3	5.5	6	6.2	6.2	6.2	9	12	18.5		
	8	0.6	1.1	1.3	1.4	1.5	1.5	1.5	1.7	2	3	3.9	6.2	9.9	20
	10	0.19	0.37	0.42	0.46	0.51	0.51	0.51	0.65	0.81	1.2	1.6	2.4	4.2	8.1
800	6	4.03	6.5	8.1	8.5	9.2	9.7	11.1	11.1	11.1	12	16			
	8	1.02	1.8	2.2	2.3	2.5	2.8	2.8	2.8	2.8	3.9	5.3	8.2	13.4	
	10	0.33	0.6	0.69	0.78	0.88	0.92	0.92	0.92	1.1	1.6	2.1	3.2	5.3	10.9

#### 4.4.13.- PERDIDAS DE CARGA SINGULARES ( LOCALES )

Además de la pérdida de carga por fricción también se presenta en la línea de impulsión pérdidas de carga denominadas singulares producto del paso de fluido a través de los accesorios instalados en la línea y/o al cambio de dirección y/o sección en sus tramos.

Para determinar estas pérdidas se tiene la tabla N° 3, en el cual dependiendo del diámetro y accesorio utilizado se calcula la longitud equivalente, que esta dado en pies.

**TABLA N° 3**  
**PERDIDAS SINGULARES POR ACCESORIOS EN PIES**

		PIPE SIZE															
		3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12
Bend Close	Retura	3	3.75	5	6.2	8.5	10	13	16	18	21	24	31	37	50	61	74
Contraction	C/D 1/4	0.6	0.78	1	1.3	1.7	2	2.5	3	3.75	4.4	5	6.2	7.5	10	13.5	15
	C/D 1/2	0.46	0.58	0.78	0.98	1.3	1.5	1.9	2.3	2.8	3.3	3.7	4.7	5.8	7.6	9.9	11.5
Sudden	C/D 3/4	0.28	0.35	0.46	0.6	0.8	0.95	1.2	1.4	1.6	2	2.25	2.9	3.5	4.5	5.8	7
Elbow Standard		1.25	1.5	2.1	2.75	3.7	4.4	5.5	6.4	8	9.5	11	14	16	21	26	32
Elbow Medium Sweep		1.1	1.4	1.75	2.3	3	3.6	4.5	5.5	6.8	8	9.2	12	14	18	22	26
Elbow Long Sweep		0.85	1.1	1.4	1.4	2.4	2.8	3.5	4.2	5.3	6	7	8	11	14	18	20
Elbow Square		2.6	3.4	4.5	5.6	7.8	9	12	14	17	19	22	27	34	43	58	68
Elbow 45%		0.6	0.78	1	1.3	1.7	2	2.5	3	3.75	4.4	5	6.2	7.5	1	13.5	15
Enlargement	C/D 1/4	1.25	1.5	2.1	2.75	3.7	4.4	5.5	6.4	8	9.5	11	14	16	21	26	32
	C/D 1/2	0.78	1	1.25	1.6	2.2	2.6	3.3	3.9	4.9	5.7	6.4	8.2	10	13	16	19
Sudden	C/D 3/4	0.27	0.35	0.45	0.6	0.8	0.95	1.2	1.4	1.6	2	2.25	2.9	3	4.5	5.8	7
Entrace Borda		1.25	1.5	2	2.6	3.8	4	5	6	7.5	9	11	13	15	19.5	24	30
Entrace Ordinary		0.72	0.9	1.3	1.5	2	2.4	3	3.6	4.5	5.3	6	7.5	9	12.5	15	18
Tee Satandard		2.6	3.4	4.5	5.6	7.8	9	12	14	17	19	22	27	34	43	58	68
Tee Standard Run		0.85	1.1	1.4	1.7	2.4	2.8	3.5	4.2	5.3	6	7	9	11	14	18	20
Tee Reducced 1/4		1.1	1.4	1.75	2.3	3	3.6	4.5	5.5	6.8	8	9.2	12	14	18	22	26
Tee Reducced 1/2		1.25	1.6	2.1	2.75	3.7	4.4	5.5	6.4	8	9.5	11	14	15	21	26	32
Tee Side Outlet		2.6	3.4	4.5	5.6	7.8	9	12	14	17	19	22	27	34	43	58	68
Valve, Angle Open		6.8	8.5	12	15	19	22	28	34	42	50	57	70	83	120	140	170
Valve	1/4 Close	1.5	2	2.75	3.5	4.75	5.5	7.8.4	11	12.5	14	17	20	26	34	40	40
	1/2 Close	8	10	14	17	22.5	27	34	40	50	60	67	85	100	140	170	200
	3/4 Close	35	40	57	70	95	120	140	170	200	250	280	350	410	550	700	840
Gate	Fully Open	0.28	0.35	0.46	0.6	0.8	0.95	1.2	1.4	1.6	2	2.25	2.9	3.5	4.5	5.8	7
Vlave globe		14	17	22	28	36	44	57	68	85	100	115	140	175	225	280	325
Valve Swing Check		3.2	4	5.2	6	9	11	13	16	20	22	25	32	40	54	65	77

#### 4.4.14.- POTENCIA DE CONSUMO

La potencia absorbida por la bomba, puede obtenerse también, con bastante exactitud, de la curva característica de la bomba, como lo realizaremos para este caso.

## 4.5.- CRITERIOS DE DISEÑO

### 4.5.1.- COMBUSTIBLE

Los combustibles líquidos generalmente son transportados hacia las plantas industriales por medio de camiones. En el caso de combustibles residuales, estos camiones tienen un sistema de calentamiento, que mantiene la temperatura del residual a 37°C, con la finalidad de facilitar su descarga.

### 4.5.2.- ALMACENAMIENTO

La necesidad de mantener un stock mínimo de combustible que garantice la continuidad de operación de una planta industrial determina la existencia de una etapa intermedia entre la recepción del combustible y su combustión.

En el caso del Diesel no hay mayores problemas con su almacenamiento. Siendo solo necesario la limpieza periódica del tanque y el drenaje del agua atrapada en el fondo.

En el caso de los residuales, durante esta etapa se produce una gran proporción de la degradación del combustible debido a tres principales causas:

**a) Oxidación.-** Es uno de los factores más importantes en la deteriorización de la calidad de los residuales durante su almacenamiento, pudiendo ocurrir directamente o con participación de un catalizador.

La oxidación del residual se traduce en un incremento de las partículas de materia en suspensión, gomas, agua, etc.

En oxidación directa, el oxígeno del aire se combina químicamente con las moléculas de hidrocarburos que conforman el combustible.

Los metales que se encuentran con impurezas en el combustible (hierro, cobre, níquel, vanadio, etc.) disueltos o suspendidos, actúan como catalizadores para incrementar la oxidación.

**b) Crecimiento microbiano.-** Bacterias, hongos y otros organismos crecen en la interfase agua-residual. Estos micro-organismos excretan ácidos y agua, lo cual causa formación de lodos y ensucian los filtros y otros accesorios.

**c) Corrosión.-** La corrosión que destruye los tanques de almacenamiento, causada por la presencia de ácidos, incrementa el contenido de metales en el combustible, lo cual influirá en una mayor oxidación por su papel de catalizadores.

Adicionalmente, los productos de la corrosión podrían llegar a obturar filtros y aumentan las posibilidades de desgaste por abrasión de partes metálicas en el circuito de transporte.

También se produce corrosión debido a ciertas sales, tales como el cloruro de sodio ( Cl Na ) contenido en el agua.

Algunas recomendaciones que pueden permitir realizar el almacenamiento en este tipo de tanques en forma adecuada son las siguientes:

- Las tuberías sumergidas en el tanque deben ser de acero negro.
- Todos los accesorios deben ser de brida.
- La línea inferior de succión se usa normalmente. La línea superior se usa en emergencias para prevenir interrupciones cuando acumula agua hasta el nivel de la línea inferior.
- El serpentín de calentamiento debe acoplarse a la tapa de entrada de hombre, para facilitar su remoción y reparaciones.

Tratándose de residuales, el almacenamiento requiere una especial atención sobre algunos factores que podrían crear problemas durante su combustión. Estando los residuales conformados por una mezcla compleja de hidrocarburos pesados y algunas impurezas, se producen en los tanques de almacenamiento la sedimentación de agua y borra.

El agua puede eliminarse mediante purgas de fondo efectuadas periódicamente. La formación de borra puede evitarse usando aditivos dispersantes, o combinando calentamiento y agitación en forma adecuada y oportuna.

Si el combustible se almacena durante mucho tiempo se podrá enfriar y calentarlo cuando vaya a ser bombeado. Por lo contrario, en los tanques en servicio que funcionan en continuo, será necesario mantener una cierta temperatura, lo cual lo convierte en fuentes de pérdidas caloríficas.

Por ejemplo, un tanque sin aislamiento pierde aproximadamente 4.89 Kcal./m<sup>2</sup> de superficie, por °C de diferencia de temperatura entre el residual y la atmósfera. El mismo tanque aislado con 50 mm. de magnesia pierde aproximadamente 1.47 Kcal./m<sup>2</sup> °C

En tanques grandes se diseña un sistema de calentamiento a la salida del tanque para evitar tener que mantener todo el volumen de combustible caliente, evitando pérdidas innecesarias.

Sin embargo, estos efectos nocivos pueden ser controlados con aditivos especiales,

Si el combustible residual se almacena durante mucho tiempo se podrá dejar enfriar y calentarlo cuando vaya a ser bombeado. Por el contrario, en los tanques en servicio que funcionan en continuo, será necesario mantener una cierta temperatura, lo cual se convierte en fuentes de pérdidas caloríficas.

#### **4.5.3.- TANQUE DIARIO**

Cuando el sistema tiene un gran consumo de combustible se hace necesario el uso de tanques intermedios en los cuales se almacene el combustible por periodos cortos de tiempo y cuyo nivel se mantenga aproximadamente constante de forma que sirvan como pulmón para los calderos en caso de cualquier avería en la línea del tanque de almacenamiento o la demora en el despacho de combustible a la planta.

Este tanque generalmente se encuentra ubicado en una zona alejada a la zona de calderos, lo cual facilita una adecuada distribución de la planta con respecto a la ubicación de los tanques principales o de almacenamiento en zonas especiales no necesariamente cercanas a los calderos.

Para el Diesel estos tanques representan un abastecedor básico para los calderos, ubicándose generalmente en partes elevadas para aprovechar la gravedad como ayuda para el transporte del combustible hacia los calderos.

Para los residuales cumple la misma función, pero se hace necesario precalentar y aislar térmicamente estos tanques para evitar el enfriamiento del petróleo por debajo de su temperatura de bombeo.

#### **4.5.4.- CIRCUITO DE TRANSPORTE**

El residual contenido en los tanques de almacenamiento debe llegar al sistema del quemador en las condiciones de flujo, presión y temperatura que establecen las condiciones de diseño y características operativas del propio quemador.

El elemento básico para el transporte del combustible desde el tanque de almacenamiento es la bomba de petróleo, la cual se encargará de alimentar de combustible al sistema en todo momento que lo necesite.

El combustible Diesel no presenta mayores problemas para su transporte debido a su bajo punto de fluidez, sin embargo los combustibles residuales deben presentar ciertas condiciones para poder ser bombeado.

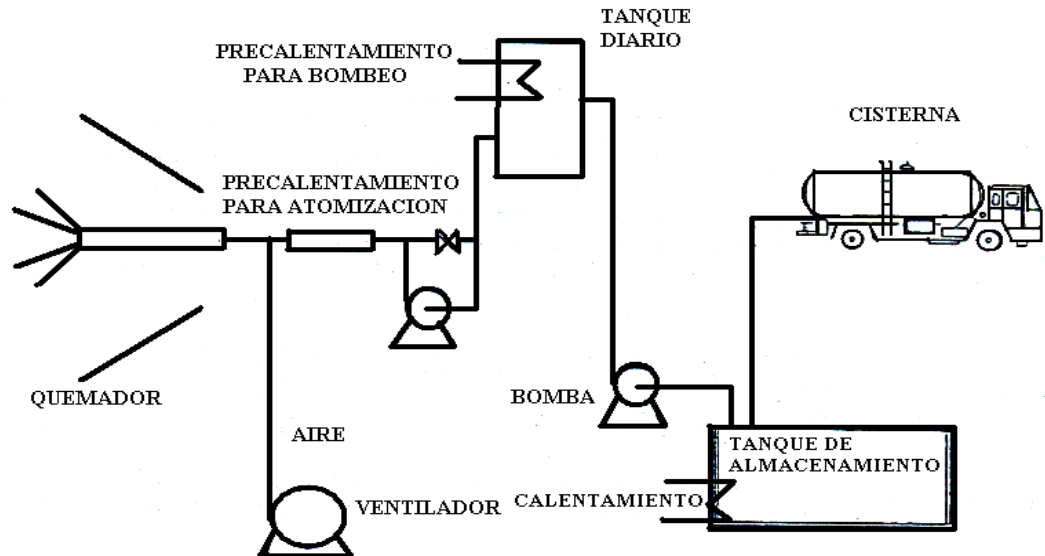
Para cumplir esto último el residual debe pasar tres etapas.

- a) El residual fluye del tanque al sistema de bombeo, normalmente por gravedad. Para ello la temperatura del combustible debe ser superior a su punto de fluidez.
- b) El residual es bombeado hacia las instalaciones del quemador, regulando el flujo y la presión a los valores fijados para el sistema.
- c) El residual que llega a la etapa final a una temperatura similar a la de bombeo, deberá ser calentado a la temperatura de atomización dentro del rango de viscosidad de operación del quemador.

Para evitar pérdidas de calor en el circuito se puede utilizar diversos sistemas de aislamiento en instalaciones de tuberías calefactores.

En la Fig. N° 8, se muestra el circuito de combustión del residual con sus equipos auxiliares.

**FIGURA N° 8**  
**CIRCUITO DE TRANSPORTES RESIDUALES**



#### **4.5.5.- BOMBAS PARA RESIDUALES**

En el transporte de combustibles residuales desde el tanque de almacenamiento hasta su inyección al quemador, indudablemente, el equipo más importante de todo el circuito lo constituye la bomba que lo impulsa y mantiene en el nivel de presión adecuado.

En razón de que la viscosidad elevada tiene un efecto adverso en el desempeño de las bombas centrífugas, cuando se opera con petróleos residuales es muy común y frecuente el empleo de bombas rotativas.

Entre las ventajas que presentan las bombas rotativas para operar con petróleos residuales, tenemos:

- Puede manejar líquidos muy viscosos sin problema alguno.
- Son simples y eficientes en el manejo de flujos muy bajos.
- Pueden proveer de carga fija de combustible, aún cuando las condiciones de presión del sistema sean modificadas.
- Permiten una buena regulación del flujo de combustible a los requerimientos de consumo.

Como desventajas podríamos considerar:

- Cuando trabajan con líquido por debajo de 100 SSU de viscosidad pueden tener un excesivo desgaste y averías internas por una inadecuada lubricación del líquido.

- Las bombas rotativas no son adecuadas para el manipuleo de fluidos con apreciable contenido de sólidos abrasivos.

El nivel de viscosidad máxima tiene un impacto significativo en la selección del tipo de bomba. La viscosidad por encima de los 150 SSU marca la conveniencia del uso de bombas de desplazamiento positivo frente a las centrifugas.

Los tipos mas utilizados para el transporte de residuales son las de engranajes y las de tornillo.

Estos tipos de bombas, también se ven afectadas por la viscosidad y la presión diferencial por lo que es necesario conocer los requerimientos de presión y la viscosidad del residual para escoger la mas apropiada para cada caso.

Debajo de 650 a 1000 gal/min.,  $1 \times 10^6$  SSU y 350 / 500 psi de presión diferencial, ambos tipos de bombas son utilizables.

Dentro de este rango las bombas de engranajes tienen la ventaja de ser 50 a 65% más baratas que las bombas de tornillo y algo más eficientes. Las bombas de tornillo tienen la ventaja de tolerar mejor los sólidos.

Dentro de las limitaciones de estos tipos de bombas, podría decirse que las bombas de engranajes de construcción estándar, son comúnmente aplicadas para presiones diferenciales de 500 psi y una presión de descarga de 500 psi. Las bombas de tornillo están disponibles para presiones tan altas como 2500 a 3500 psi.

La mayoría de modelos está limitado para una temperatura de operación de 176°C, aunque algunos modelos especiales pueden soportar hasta 398°C, aumentando considerablemente su costo.

#### 4.5.6.- PRECALENTAMIENTO PARA BOMBEO

Se puede emplear un sistema de calentamiento a la salida del tanque cisterna mediante vapor, resistencias eléctricas e inclusive concentradores de energía solar.

La temperatura de bombeo se determina en el gráfico viscosidad – temperatura en la tabla N° 3, presentando los siguientes valores:

**TABLA N° 3**

<b>VISCOSIDAD SSU a 50° C</b>	<b>MINIMA °C</b>	<b>MAXIMA ° C</b>
992	26.6	32.2
1488	32.2	37.7
1984	37.7	40.5
2478	40.5	43.3
2976	43.3	46.1
3967	46.1	48.9
4959	48.9	51.7



#### 4.5.7.- PRECALENTAMIENTO PARA ATOMIZACION

Como ya se ha mencionado, el residual debe ser calentado hasta reducir su viscosidad dentro de los límites de operación del quemador, con el fin de obtener una buena atomización.

Para calcular el caudal del caldero para la atomización se utiliza la siguiente formula

$$GPM = \frac{BHP * 33472}{150000 * \eta}$$

#### 4.5.8.- ATOMIZACION DEL RESIDUAL

El residual para poder calentarse, gasificarse y combustionar en forma rápida y eficiente, tendrá que presentar la mayor superficie específica y para ello tendrá que ser atomizado en millones de pequeñas gotitas.

Se estima que al alcanzar una buena atomización cada  $\text{cm}^3$  de combustible se dividirá en unos 7 millones de pequeñas gotas. El nivel en el que se alcance este objetivo constituye el grado de atomización del residual.

La atomización representa una forma de trabajo y el quemador deberá aportar la energía que permita realizarlo, en forma de presión y/o contenida en un fluido auxiliar, o como energía cinética en el caso de los quemadores rotativos, debiendo cumplir 3 requerimientos básicos para conseguir una combustión eficiente.

- Menor tamaño de gotas para una mayor velocidad de reacción.
- Tamaño uniforme para una combustión homogénea.
- Distribución uniforme para controlar efectivamente el suministro de aire.

El tamaño de las gotas formado depende básicamente de la tensión superficial del residual.

En razón que la tensión superficial y la viscosidad de los residuales tienen un comportamiento similar frente a la temperatura y resulta más fácil medir la viscosidad como parámetro de referencia para controlar el grado de atomización adecuado para cada tipo de quemador, en la práctica se emplea la viscosidad como referencia válida.

#### 4.5.9.- CAVITACION

En sistemas de bombeo se pueden presentar zonas de presión negativa. Si la presión negativa supera la presión de vapor del fluido durante el bombeo, burbujas de vapor forman en el fluido y circulan en el sistema hasta llegar a un sitio donde existe suficiente presión regional para lograr que las burbujas vuelvan al estado líquido. El proceso de volver al esta líquido se manifiesta en una implosión o sea que colapsan las burbujas al convertirse nuevamente en líquido.

La cavitación se produce en la succión de la bomba y esto se manifiesta con un ruido característico como si se estuviera moliendo café.

Las posibles causas de cavitación en la succión son:

- La altura de succión podría ser demasiada alta.
- La tubería de succión podría estar parcial o totalmente obstruida, causando exceso de vacío.
- El N.P.S.H. disponible podría ser insuficiente para la aplicación.
- El diámetro de la tubería no este bien dimensionado lo cual estaría produciendo altas perdidas.

#### **4.5.10.- PRESION DE VAPOR**

Todos los líquidos hierven y vaporizan con combinación perfecta de temperatura y presión cuando la presión es reducida el liquido hierve a una temperatura menor , por ejemplo el agua hierve a presión atmosférica a nivel del mar a 14.5 PSI y a 100° C, a una elevación de 3000 metros la presión atmosférica se reduce a 10 PSI y el agua hervirá a 89.4 °C, cuando algo hierve el vapor produce mas calor por el liquido.

Los líquidos mas comunes a una temperatura ambiente hierven a presiones mas bajas que la presión atmosférica.

Cuando la presión de líquidos en la línea de succión decrece ( incremento de succión ) una presión es alcanzada en la cual el líquido hierve.

Esta presión es conocida como presión de vapor de un líquido. Si la presión en la línea de succión sigue decreciendo ( incremento de succión ) ambos el vapor y el líquido entraran a la bomba y capacidad se reducirá, además las burbujas de vapor en la bomba, cuando entran por la succión o descarga de la bomba, colapsarán por la presión ocasionando ruidos y vibraciones la rápida formación de vapor en la succión y en la entrada de la succión junto con los repentinos colapsos se llama cavitación.

Para líquidos que evaporan rápidamente como la gasolina la cavitación puede ocurrir solo con algunas pulgadas de vacío, mientras que para líquidos que no e evaporan rápidamente como los aceites lubricantes la cavitación no ocurrirá hasta que la presión llegue a 457 mm de Hg. a más.

#### **4.5.11.- VISCOSIDAD**

La viscosidad de un líquido es aquella propiedad que genera una resistencia ( fricción interna ) respecto del movimiento relativo entre dos capas adyacentes. La fricción interna se manifiesta es un gradiente de velocidad perpendicular a la dirección del flujo, es decir las capas adyacentes tienen velocidades  $V$  diferentes y una fuerza  $F$  que actúa entre ambas, que tiende a decelerar a la capa mas veloz y acelerar a la mas lenta; en otras palabras, tiende a igualar las velocidades. Esta fuerza  $F$  es proporcional, en primer lugar al área de contacto  $A$  entre las capas adyacentes y en segundo lugar, depende de la diferencia local de velocidad en

cada lugar perpendicular en la dirección del flujo, es decir, es independiente de la gradiente de velocidad  $\Delta v / \Delta y$  si denominamos a la coordenada en los ángulos rectos respecto a la diferencia del flujo con la letra y

$$F = \eta * A * \frac{\Delta v}{\Delta y}$$

El símbolo  $\eta$  denomina a esta propiedad característica de los líquidos y como su unidad  $\text{Ns} / \text{m}^2$  contiene a la unidad de fuerza N, se le llama viscosidad dinámica.

Como la fricción interna de los líquidos varía con la temperatura, la viscosidad siempre ha de ser referida a la temperatura respectiva.

Internacionalmente es común referir una viscosidad corregida por la densidad. De esta forma son tenidas en cuenta las fuerzas de inercia que son proporcionales a la densidad  $\rho$ , y que son importantes en los cálculos sobre la circulación de los fluidos. La relación entre la viscosidad dinámica y la densidad se denomina viscosidad cinemática  $\nu$  y su unidad  $\text{m}^2 / \text{s}$  o  $\text{mm}^2 / \text{s}$

#### **4.5.12.- ALTURA POSITIVA NETA DE ASPIRACIÓN ( APNA ) O NET POSITIVE SUCTION HEAD ( NPSH )**

Durante la aspiración de la propia bomba, tanto por conversión de la presión en energía cinética, como por rozamiento del agua en sus elementos, gasta parte de la presión atmosférica inicial del agua. Tal pérdida de presión es característica de cada bomba, es mayor en aquellas muy revolucionadas y en de amplios diámetros de entrada. Teniendo en cuenta que durante el funcionamiento las pérdidas aumentan con el caudal circulante el fabricante mediante formulas “ad hoc” y ensayos, establece tales pérdidas para los posibles caudales y las incluyen en la hoja de características por medio de una curva denominada curva APNA de la bomba.

El APNA, como hemos dicho depende de la construcción de la bomba y varía con cada posición de la bomba, tiene el valor mínimo para  $Q = 0$  y crece fuertemente al aumentar el agua elevada.

Centrándose en la instalación se trata de averiguar que presión atmosférica ha de quedar en el proceso íntegro de la aspiración para que no se produzca cavitación.

El  $APNA_d$  ( disponible ) depende exclusivamente de las características hidráulicas de la red externa conectada a la bomba. Este valor debe ser calculado para cada instalación y tomado en cuenta. Si se desea, como es natural, que la instalación opere satisfactoriamente, el  $APNA_d$  en el sistema, deberá ser mayor por lo menos en 0.50 metros al  $APNA_r$  ( requerido ) por la bomba, de otro modo se producirán fallas mecánicas y hidráulicas se puede calcular mediante la siguiente expresión.

Para calcular el  $APNA_d$  se tiene lo siguiente:

$$APNA_d = P_{atm} + H_s - H_{ps} - P_v$$

Donde

$APNA_d$  = Valor del parámetro en la posición de la bomba considerada, expresada en m.

$P_{atm}$  = Presión atmosférica del lugar en m.c.a.

$H_s$  = Altura máxima de aspiración en m. ( puede ser positivo o negativo )

$H_{ps}$  = Pérdidas de carga desde la toma hasta el eje de la bomba en m.c.a.

$P_v$  = Presión de vapor del líquido a la temperatura ambiente

El APNA de la bomba o requerido, depende exclusivamente del diseño interno particular a cada bomba, y suele variar mucho, no solo con el caudal y la velocidad dentro de la misma bomba, sino también de una bomba a otra, entre las de un mismo fabricante y con mayor razón entre las de distintos fabricantes.

Antes de ser suministrada la bomba al usuario, el APNA requerido es calculado y experimentado cuidadosamente en fabrica.

#### **4.6.- CALCULOS PARA LA SELECCIÓN DE LA BOMBA DE ENGRANAJES EN LA FABRICA PRODUCTOS TISSUE DEL PERU.**

Para poder seleccionar la bomba de engranaje adecuada, se tiene que hacer los cálculos para determinar la altura dinámica total ( HDT ) y el caudal, una vez calculado con estos valores iremos a las curvas características de la bomba de engranaje, y se tendrá que elegir la curva de la bomba dependiendo de la viscosidad del combustible o la que más se ajuste a estos requerimientos.

Se tienen los siguientes datos de la caldera y combustible.

El combustible será transportado del tanque de combustible hasta el tanque diario mediante una bomba de engranajes, y del tanque diario hasta la caldera mediante otra bomba de engranajes.

Tenemos los siguientes datos

Caldera : Pirotubular de 750 BHP

Marca : JOHNSTON BOILER COMPANY

Máxima presión de vapor : 300 PSI

Presión de trabajo : 275 PSI

Max. D.S.G. : 25875 lb/hr

$\eta = 85\%$

Combustible : Petróleo residual N° 6 ( Bunker 6 )

Temperatura : 50° C ( es la temperatura a la que está calentado por medio de vapor, en el tanque de almacenamiento )

Gravedad Específica ( G.S.): 0.9

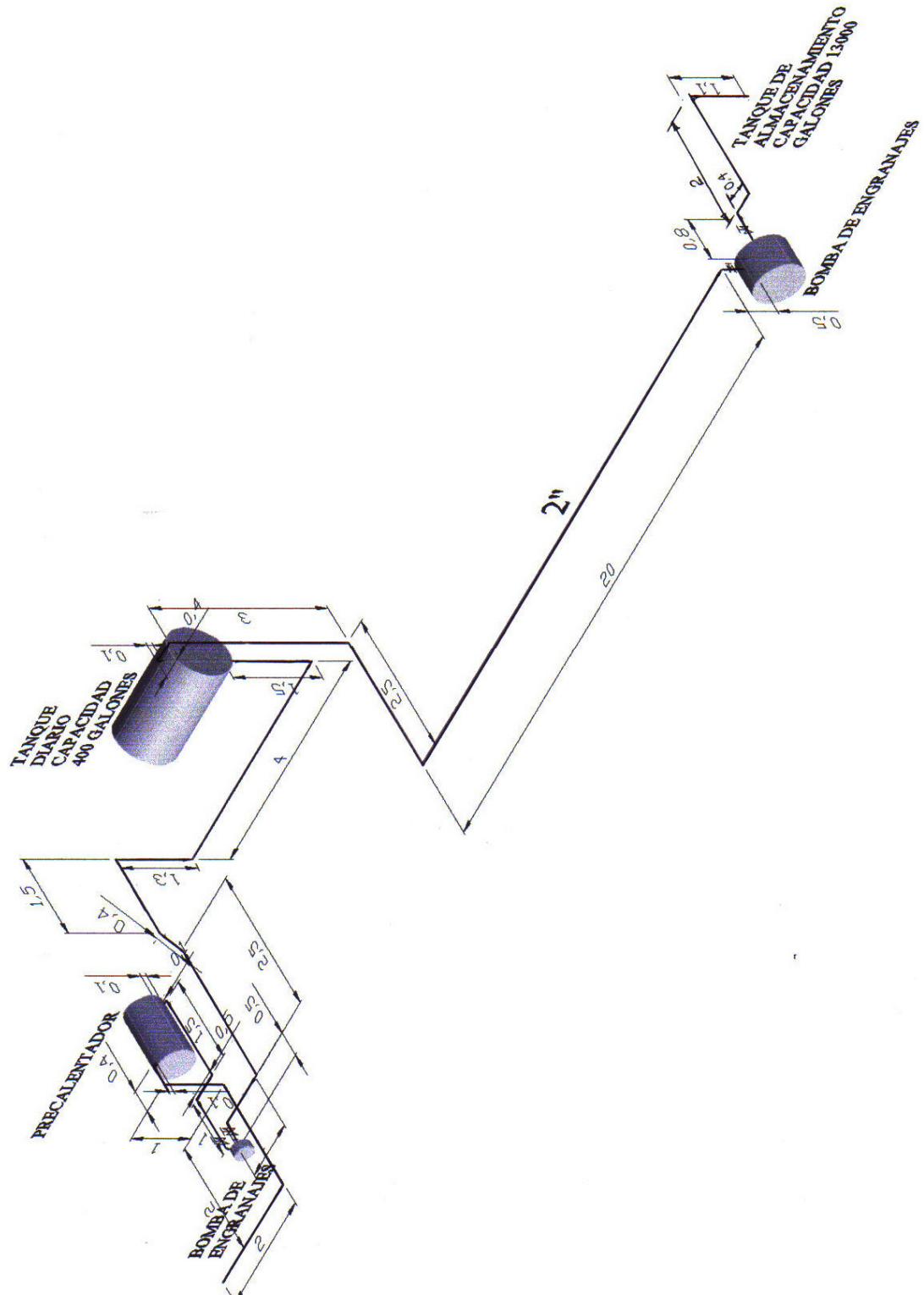
Capacidad tanque de almacenamiento : 13 000 Galones

Capacidad tanque diario : 400 Galones ( el tanque diario tiene que ser llenado en un tiempo de 20 minutos )

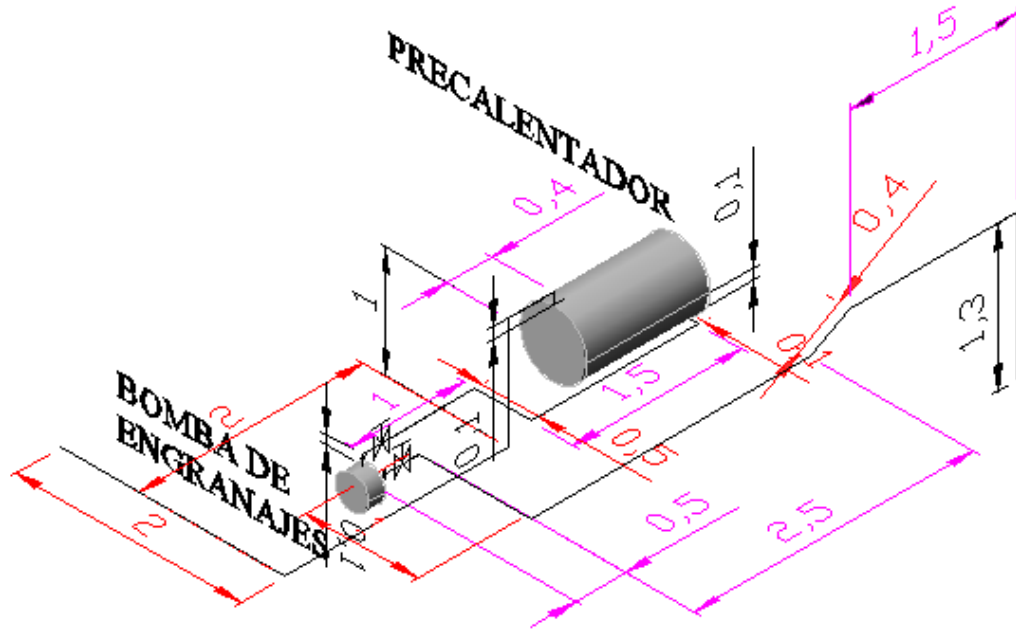
El recorrido del combustible, como se muestra en el gráfico N° 2, es desde el tanque de almacenamiento hasta el tanque diario, y desde el tanque diario hasta la caldera

**Cálculos para determinar la bomba a usar para transportar el combustible desde el tanque de almacenamiento hasta el tanque diario**

**GRAFICO N° 2**  
**ISOMETRICO DEL TRANSPORTE DEL COMBUSTIBLE EN LA**  
**FABRICA PRODUCTOS TISSUE DEL PERU S.A.**



## DETALLE DEL ISOMETRICO



**Calculo del caudal que se necesita:**

$$Q = \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}} = \frac{400\text{Gal}}{20 \text{ min}} = 20\text{gpm} = 1.26\text{lt} / \text{s} = 0.00126\text{m}^3 / \text{s}$$

**Se calcula la Altura Dinámica Total (ADT)**

$$ADT = (H_T + H_{pt}) * G.S. \dots\dots\dots (1)$$

Donde :  $H_T$  = Altura estática total

$H_{pt}$  = Altura de pérdida total

**Viscosidad ( $\mu$ )**

De la tabla N° 1 que se encuentra en le apéndice, para 50° C ( 122° F ) y Bunker N° 6

$\mu$  = 530 Centipoise

$$SSU = \frac{\text{Centipoise} * 4.55}{G.S.}$$

$$SSU = \frac{530 * 4.55}{0.9}$$

$\nu$  = 2679.44 SSU

$$\text{centistokes} = \frac{SSU}{4.635}$$

$$\text{centistokes} = \frac{2679.44}{4.635} = 578.08\text{mm}^2 / \text{s}$$

### **Altura Estática Total ( $H_T$ )**

$H_T = H_d - (H_s)$  ..... ( 2 ) (del isométrico gráfico N° 2 , la tubería de succión esta en la parte inferior del tanque, y el tanque se llena hasta una altura de 1.1.m, por lo tanto  $H_s = 0$ , ya que está al mismo nivel de la entrada de la bomba)

Donde

$H_d$  = Altura de descarga = 3.4 m

$H_s$  = Altura de succión = 0 m

Reemplazando en la ec. ( 2 )

$$H_T = 3.4 + 0 = 3.4m$$

### **Diámetro de la tubería**

Para poder determinar le diámetro de la tubería nos ayudamos de la tabla N° 2, en la que podemos ver que para un caudal de 20 GPM, se podría utilizar el diámetro de 1", 1 1/2" ó 2", para la succión utilizaremos la tubería de 2"Ø, ya que si utilizamos la tubería de 1 1/2"Ø podríamos tener problemas de cavitación.

### **Se calcula la velocidad**

Con el diámetro de 2" ( 0.0508 m. )

$$V = \frac{4 * Q(m^3 / s)}{\pi * D^2(m^2)} = \frac{4 * 0.00126}{3.1416 * (0.0508)^2}$$

$$V = 0.62m / s$$

### **Pérdida por fricción ( $H_{pt}$ )**

$$H_{pt} = H_{ps} + H_{pd} \text{ ..... ( 3 )}$$

### **En la succión**

Para calcular las perdidas por fricción será necesario calcular las pérdidas por fricción y accesorios, luego se aplicara la siguiente formula

$$H_{ps} = f(Lt) \text{ ..... ( 4 )}$$

Donde :

$f$  = Pérdidas de fricción en pies por cada 100 pies de tubería

$Lt$  = Longitud total = longitud de tubería + longitud equivalente accesorios

Para las pérdidas de fricción se ingresa a la tabla N° 2, para una tubería de 2" un caudal de 20 GPM y una viscosidad de 2679.44 SSU. En la tabla como no hay para esa viscosidad interpolamos, lo cual nos da que las pérdidas por fricción son 40.19 pies por cada 100 pies de tubería.



Para las pérdidas por accesorios se ingresa a la tabla N° 3, de la cual se consiguen las longitudes equivalentes dependiendo de los accesorios y los diámetros.

Según el plano isométrico gráfico N° 2 se tiene :

Longitud de tubería = 4.3 m

Número de codos 90° radio largo = 3

Número de válvula de compuerta = 1

De la tabla N° 3, para diámetro de 2", tenemos las siguientes longitudes equivalentes.

3 codo de 90° radio largo =  $3 * 3.5' = 10.5' = 3.2 \text{ m}$

1 válvula de compuerta =  $1 * 1.2' = 1.2' = 0.36 \text{ m}$

Longitud equivalente =  $3.2 + 0.36 = 3.56 \text{ m}$

Este valor se reemplaza en la siguiente ecuación:

Longitud Total ( Lt ) = Longitud de tubería + Longitud equivalente por accesorios

Longitud Total ( Lt ) =  $4.3 \text{ m} + 3.56 \text{ m} = 7.86 \text{ m}$

Se reemplaza en la ec. ( 4 )

$$H_{ps} = \frac{40.19 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} * 7.86 \text{ m}$$

$$H_{ps} = 3.15 \text{ m}$$

### **En la Descarga**

Al igual que en la succión se calculará las pérdidas tanto por fricción como por accesorios y se utilizará una tubería de 2"Ø.

Para las pérdidas de fricción se ingresa a la tabla N° 2, para una tubería de 2" un caudal de 20 GPM y una viscosidad de 2679.44 SSU, en la tabla como no hay para esa viscosidad interpolamos, lo cual nos da que las pérdidas por fricción son 40.19 pies por cada 100 pies de tubería.

Para las pérdidas por accesorios se ingresa a la tabla N° 3, de la cual se consiguen las longitudes equivalentes dependiendo de los accesorios y los diámetros.

Según el plano isométrico gráfico N° 2 se tiene :

Longitud de tubería = 26.5 m

Número de codos 90° = 5

Número de válvula de compuerta = 1

De la tabla N° 3

5 codos de 90° =  $5 * 5.5' = 27.5' = 8.38 \text{ m}$

1 válvula de compuerta =  $1.2' = 0.36 \text{ m}$

Longitud equivalente =  $8.38 + 0.36 = 8.74 \text{ m}$

Este valor se reemplaza en la siguiente ecuación:

Longitud Total ( Lt ) = Longitud de tubería + Longitud equivalente por accesorios

Longitud Total ( Lt ) =  $26.5 \text{ m} + 8.74 \text{ m} = 35.24 \text{ m}$

Se reemplaza en la ec. ( 4 )

$$H_{ps} = \frac{40.19 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} * 35.24m$$

$$H_{ps} = 14.16m$$

Reemplazando en la ec. ( 3 )

$$H_{pt} = 3.15 + 14.16 = 17.31m$$

Reemplazando en la ec. ( 1 )

$$HDT = (3.4m + 17.31m) * 0.9$$

$$HDT = 18.64m = 26.47 PSI$$

Una vez calculado la HDT y conociendo el caudal requerido empezamos a buscar la bomba de engranajes, para lograrlo se busca que la curva de la bomba que es proporcionado por el fabricante, en este caso la marca VIKING, cumpla con los requerimientos de la HDT y caudal.

Hay que tener en cuenta que cada modelo de bomba tiene varias curvas, estas curvas se diferencian porque cada una de ellas son para distintas viscosidades, nosotros hay que buscar la curva que tenga una viscosidad de 2500 SSU.

Después de buscar la curva que cumpla con los requerimientos de caudal y HDT, encontramos el modelo K125V de engranajes internos marca VIKING, diámetro de succión y descarga de 2", como se muestra el modelo en la Fig. 9 y las dimensiones en la Fig. 10.

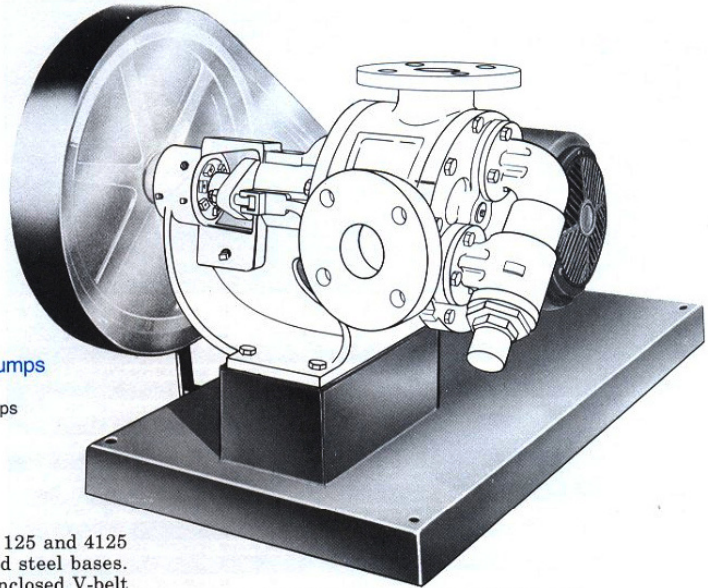
FIGURA N° 9

**VIKING® HEAVY-DUTY PUMPS**  
**SERIES 125 AND 4125**

SECTION 141  
 PAGE 141.9  
 ISSUE C

**V-BELT DRIVE UNITS ("V" DRIVE)**

**SERIES 125 and 4125 Pumps**  
 with "V" Drive  
 "G" through "M" Size Pumps



V-belt driven line of heavy-duty Series 125 and 4125 pumps are all mounted on formed welded steel bases. Pumps mount on pads to accept totally enclosed V-belt drive. All units in this series feature standard pump shaft extension with totally guarded V-driven pulley mounted on end of heavy-duty pump shaft.

*Dimensions for "V" Drive Units—See Page 141.14.  
 Performance Data for "V" Drive Units—See Pages 141.15  
 through 141.42.*

**SPECIFICATIONS — "V" DRIVE UNITS**

Model Numbers		Port Size	⑤ Nominal Pump Rating		Maximum Hydro-Static Pressure	Steel-Fitted Construction Recommended Above This Viscosity	③ Maximum Recommended Discharge Pressure When Handling 100 SSU Liquid At Nominal Rated Speeds	⑥ Maximum Recommended Temperature For Cataloged Pump, °F.		Approximate Shipping Weight With Valve (Less Power)
Packed	① Mech. Seal	Inches	GPM	RPM	PSIG	SSU	PSIG	Packed	Mech. Seal	Pounds
G125V	G4125V	1	8	1800	400	7,500	200	300	225	93
H125V	H4125V	1½	15	1800	400	25,000	200	300	225	109
HL125V	HL4125V	1½	30	1800	400	7,500	200	300	225	114
K125V	K4125V	2	75	780	400	7,500	200	300	225	255
KK125V	KK4125V	2	100	780	400	25,000	200	300	225	265
L125V	L4125V	2	135	640	400	25,000	200	300	225	305
LQ125V	LQ4125V	④ 2½	135	640	400	25,000	200	300	225	340
LL125V	LL4125V	④ 3	140	520	400	2,500	200	300	225	365
LS125V	LS4125V	④ 3	200	640	400	75,000	150	300	225	375
Q125V	Q4125V	④ 4	300	520	400	7,500	150	300	225	986
QS125V	QS4125V	④ 6	500	520	400	75,000	150	300	225	1,100
M125V	M4125V	④ 4	420	420	400	25,000	150	300	225	1,138

① Buna-N elastomer used in mechanical seal of Series 4125 pumps. Viton® Neoprene, and Teflon® mechanical seals also available.

② For mechanical seal pumps on applications with viscosities above 15,000 SSU, provide details for recommendation.

③ For maximum recommended discharge pressures when handling other viscosities and/or at other speeds, see performance curves. If suction pressure exceeds 50 PSIG, consult factory.

④ Ports are suitable for use with 125# ANSI cast iron or 150# ANSI steel companion flanges or flanged fittings. All others tapped for standard pipe.

⑤ Nominal rating based on handling thin liquids.

⑥ Standard seal can be used from -20°F. to +225°F. With special construction, temperatures from -60°F. to +650°F. can be handled with this series pumps.

FIGURA N° 10

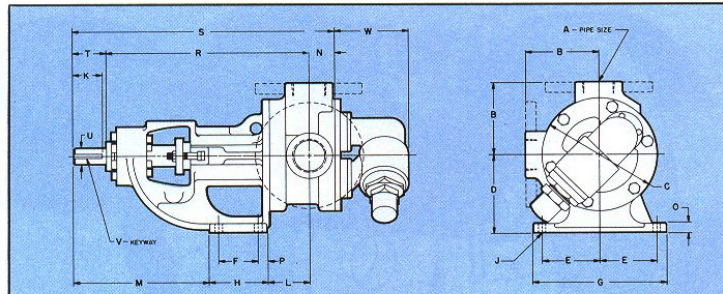
SECTION 141  
PAGE 141.10  
ISSUE C

VIKING® HEAVY-DUTY PUMPS

SERIES 125 AND 4125

# DIMENSIONS

These dimensions are average and not for construction purposes. Certified prints on request.



For specifications, see page 141.4.

## DIMENSIONS— SERIES 125 AND 4125 UNMOUNTED PUMPS

MODEL NO. PACKED SEAL		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	V	W	
G125	G4125	1	2.50	3.50	2.75	1.62	1.31	4.00	2.44	3.4	1.00	1.12	4.88	1.09	31	69	7.31	9.52	1.12	50	.12 X	.06	2.69
H125	H4125	1 1/2	3.00	4.75	3.50	2.75	2.25	6.75	3.50	4.7	1.50	3.38	5.19	1.19	56	62	10.44	13.25	1.62	75	.19 X	.09	2.88
HL125	HL4125		7.6	12.1	8.9	7.0	5.7	17.1	8.9	12	3.8	9.6	13.2	3.0	14	16	26.5	33.7	4.1	19.0	4.76 X	2.34	7.3
AK125	AK4125	2	4.50	6.62	5.25	2.88	2.00	6.75	4.00	4.1	2.25	2.81	8.88	2.00	44	100	13.18	17.68	2.50	1.00	25 X	.12	4.80
AL125	AL4125		11.4	16.8	13.3	7.3	5.1	17.1	10.2	10	5.7	7.1	22.6	5.1	11	25	53.5	43.9	6.4	25.40	6.35 X	3.18	12.2
K125	K4125	2	5.12	8.00	5.50	4.00	2.75	9.25	4.00	5.3	2.00	3.00	9.38	1.75	62	62	14.12	18.12	2.25	1.12	25 X	.12	5.12
KK125	KK4125		13.0	20.5	14.0	10.2	7.0	23.5	10.2	13	5.1	7.6	23.8	4.4	16	16	35.0	46.0	5.7	28.88	6.35 X	3.18	13.0
L125	L4125	2	6.50	10.25	7.00	4.38	4.00	10.00	5.38	5.3	2.00	3.38	9.12	1.75	62	62	15.62	19.62	2.25	1.12	25 X	.12	5.38
LQ125	LQ4125		16.5	26.0	17.8	11.1	10.2	25.4	13.7	13	5.1	8.6	23.2	4.4	16	16	39.7	49.8	5.7	28.88	6.35 X	3.18	13.7
LL125	LL4125	3	7.19	10.25	7.00	4.38	4.00	10.00	5.38	5.3	2.00	3.38	9.12	2.25	62	62	15.62	20.12	2.25	1.12	25 X	.12	5.38
LS125	LS4125		16.3	26.0	17.8	11.1	10.2	25.4	13.7	13	5.1	8.6	23.2	4.4	16	16	39.7	51.1	5.7	28.88	6.35 X	3.18	13.7
Q125	Q4125	4	7.19	10.25	7.00	4.38	4.00	10.00	5.38	5.3	3.25	4.75	9.12	2.44	62	62	15.75	21.69	3.50	1.44	38 X	.19	4.76
M125	M4125		8.25	14.00	8.75	4.12	4.00	10.00	6.00	6.9	4.38	6.62	11.12	3.00	75	1.00	19.25	26.75	4.50	1.94	50 X	.25	8.19
		4	9.50	17.25	10.00	5.00	6.00	12.00	8.50	6.9	4.00	7.75	8.12	4.00	1.00	1.50	20.12	28.38	4.25	1.94	50 X	.25	8.50
			25.0	43.75	25.5	12.7	15.2	30.5	21.6	18	10.2	19.7	20.6	10.2	25	38	51.1	72.1	10.8	4.94	127.0 X	6.35	25.5

① Ports are suitable for use with 125# ANSI cast iron or 150# ANSI steel companion flanges or flanged fittings. All others tapped for standard pipe.  
NOTE: Dimensions shown in gray area are millimeters; others are inches.

Las curvas características de la bomba de engranajes internos seleccionada a diferentes viscosidades, es la siguiente

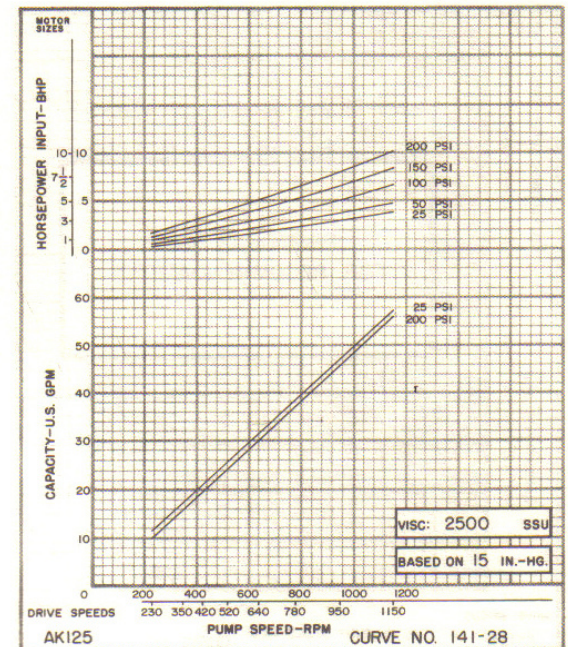
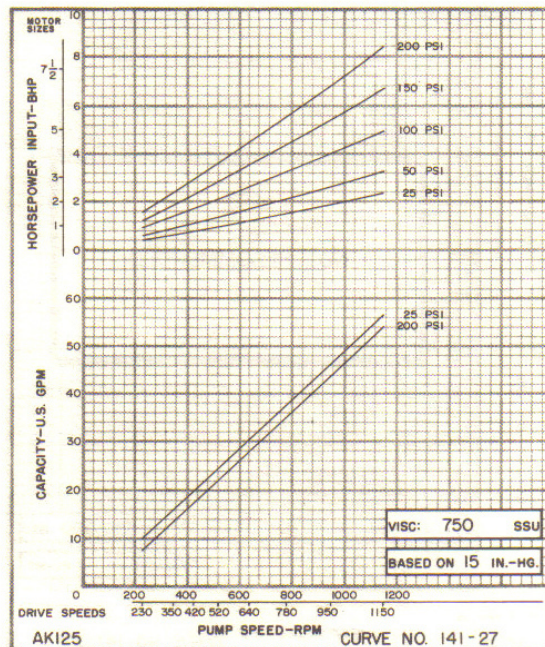
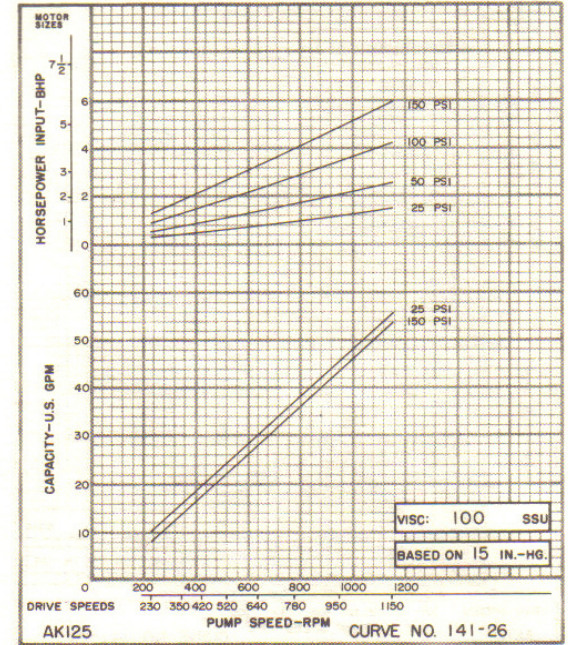
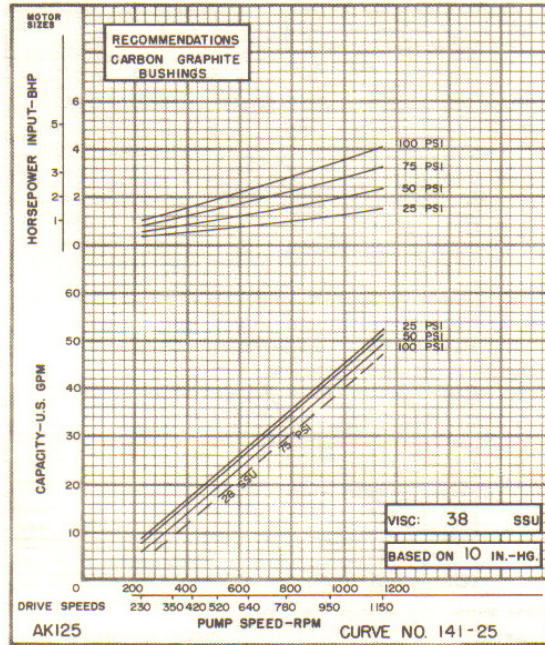


FIGURA N° 11

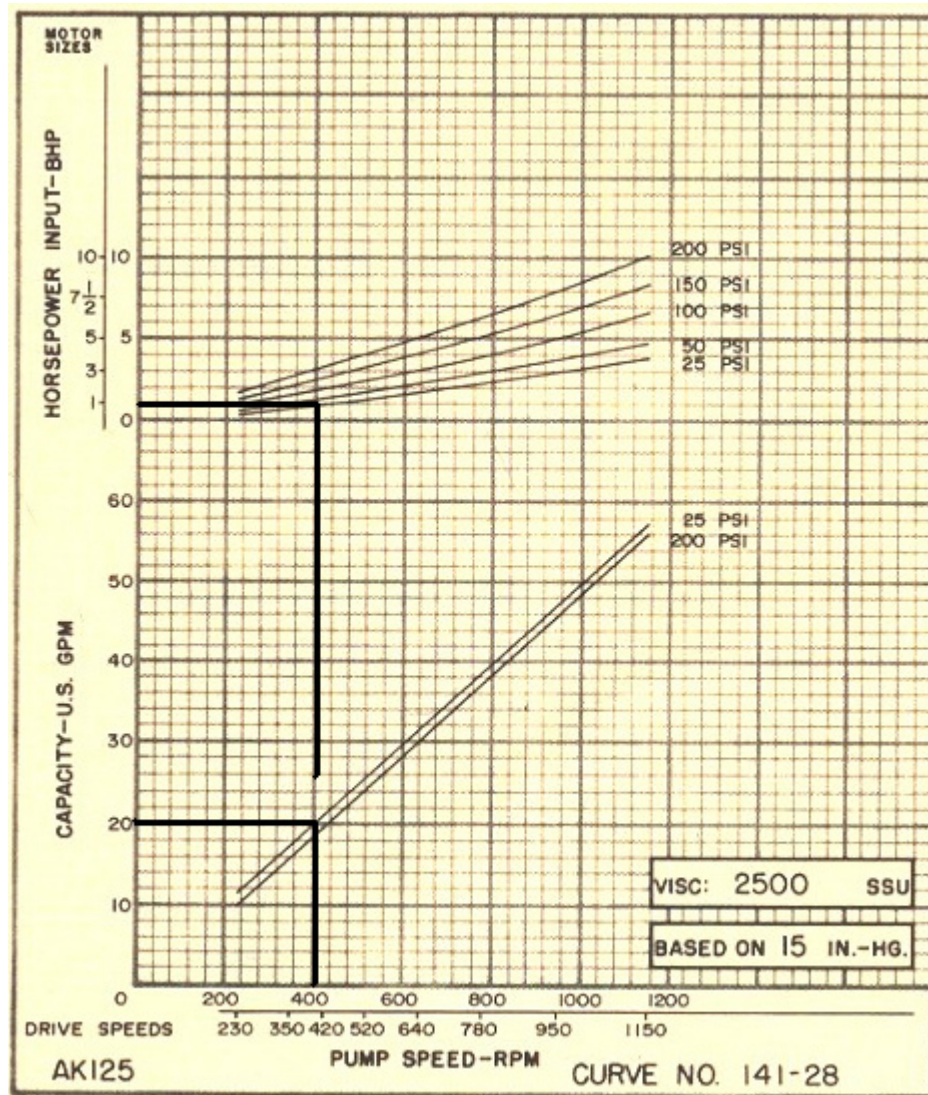
VIKING® HEAVY-DUTY PUMPS  
SERIES 125 AND 4125 — “AK” SIZE  
STANDARD CONSTRUCTION

SECTION 141  
PAGE 141.23  
ISSUE B

PERFORMANCE DATA







Se elige la curva de la bomba que tiene la viscosidad de 2500 SSU, se sabe que la bomba que necesitamos es para un caudal 20 GPM. y una HDT de 26.47 PSI, interceptamos la línea de 20 GPM. con la curva de 25 PSI, lo cual nos da 400 RPM. en la absisa, este valor de 400 RPM. es la velocidad con la que la bomba debe girar.

Los motores comerciales vienen con una velocidad de 3600 RPM, 1800 RPM, 1200 RPM ó 900 RPM. Nosotros ya sabemos que la bomba girará a 400 RPM y el motor que se elige es uno de 1200 RPM por lo que la transmisión del eje del motor a la bomba puede ser directa si es que utilizamos un reductor de velocidad, pero para nuestro caso se utilizará la transmisión de fajas y poleas, con una relación de poleas de 3 : 1

En la parte superior de la curva de 2500 SSU se observa otras curvas, estas son las curvas de la potencia que tiene que tener el motor para una determinada HDT, como en nuestro caso es casi 26.47 PSI, trabajaremos con esta presión lo cual nos da un potencia de 1 HP, por margen de seguridad se utilizara un motor de 2HP.

Una vez que ya obtuvimos la bomba hay que verificar el  $APNA_d$  del sistema, éste tiene que ser mayor o igual al  $APNA_r$  ( es el de la bomba que viene establecido por el fabricante ) , ya que si no cumple esta condicional hay problemas de cavitación.

Cálculo del  $APNA_d$

$$APNA_d = P_{atm} + H_s - H_{ps} - P_v \dots\dots\dots ( 9 )$$

De la tabla N° 4 del apéndice, se tiene que para una altura de 150 m. sobre el nivel del mar la Presión atmosférica es:

$$P_{atm} = 14.4 \text{ psi} = 10.1m$$

De la tabla N° 5 del apéndice para una temperatura de 50 °C, interpolando se tiene:

$$P_v = 1.80 \text{ psi} = 1.27m$$

Según el isométrico gráfico N° 2 la altura de succión es:

$$H_s = 0m$$

De los cálculos realizados la pérdida en succión es:

$$H_{ps} = 3.15m$$

Reemplazando en la ec. ( 9 )

$$APNA_d = 10.1m - 0m - 3.15m - 1.27m$$

$$APNA_d = 5.68m$$

El  $APNA_r$  de la bomba de engranajes internos, el modelo AK125V, este valor es de

$$APNA_r = 15" \text{ Hg} = 5.11m$$

Por lo que se comprueba que

$$APNA_d > APNA_r$$

$5.68m > 5.11m$  ( OK ) por lo que se demuestra que no debe haber problemas de cavitación en la bomba.

### **Cálculos para determinar la bomba a usar para transportar el combustible desde el tanque diario hasta la bomba del quemador**

El combustible del tanque diario esta calentado por medio de vapor, la temperatura del combustible es también de 50 °C.

**Se determina el caudal** que se necesita el quemador, para esto se tiene la siguiente formula:

$$GPH = \frac{BHP * 33472}{150000 * \eta}$$

$$GPH = \frac{750 * 33472}{150000 * 0.85}$$

$$GPH = 196.89 = 3.3 \text{ gpm}$$

$$3.3 \text{ gpm} = 0.000208 \text{ m}^3 / \text{s} = 0.208 \text{ lt} / \text{s}$$

### Calculo la Altura Dinámica Total (ADT)

$$HDT = (H_T + H_{pt}) * G.S. \dots\dots\dots (1)$$

### Viscosidad ( $\mu$ )

De la tabla N° 1 que se encuentra en le apéndice, para 50° C ( 122° F ) y Bunker N° 6

$$\mu = 530 \text{ Centipoise (Absoluta)}$$

$$SSU = \frac{\text{Centipoise} * 4.55}{G.S.}$$

$$SSU = \frac{530 * 4.55}{0.9}$$

$$\nu = 2679.44 \text{ SSU (cinemática)}$$

$$\text{centistokes} = \frac{SSU}{4.635}$$

$$\text{centistokes} = \frac{2679.44}{4.635} = 578.08 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

### Altura Estática Total ( $H_T$ )

$H_T = H_d - (H_s) \dots\dots\dots (2)$  (del isométrico gráfico N° 2 , la tubería de succión es positiva, por lo tanto  $H_s = 0.48\text{m}$ ), el nivel de la bomba con la descarga de la tubería está al mismo nivel por lo que  $H_d = 0$

Pero para este caso la bomba que se encuentra en el quemador va a recibir una presión de 20 PSI lo que equivale a 14.8 m en su succión, por lo que la altura de descarga será:

$$H_d = 0 + 14.8 = 14.8 \text{ m}$$

Reemplazando en la ec. ( 2 )

$$H_T = 14.8 - 0.48$$

$$H_T = 14.32 \text{ m}$$

### Diámetro de la tubería

Para poder determinar le diámetro de la tubería nos ayudamos de la tabla N° 2 en la que podemos ver que para un caudal de 3.3 GPM, se podría utilizar el diámetro de 3/4" , 1" ó 1 1/4", pero si nos damos cuenta en el isométrico gráfico N° 2 la succión es bastante larga por lo que las pérdidas por fricción pueden ser altas y podríamos tener problemas de cavitación, por lo que utilizaremos una tubería de 2"Ø.

### Se calcula la velocidad



Con el diámetro de 2" ( 50.8 mm. )

$$V = \frac{4 * Q(m^3 / s)}{\pi * D^2(m^2)} = \frac{4 * 0.000208}{3.1416 * (0.0508)^2}$$

$$V = 0.1m / s$$

**Pérdida por fricción (  $H_{pt}$  )**

$$H_{pt} = H_{ps} + H_{pd} \dots\dots\dots ( 3 )$$

**En la succión**

Para calcular las perdidas por fricción será necesario calcular las pérdidas por fricción y accesorios y luego se aplicara la siguiente formula

$$H_{ps} = f(Lt) \dots\dots\dots ( 4 )$$

Para las pérdidas de fricción tenemos la tabla N° 2 en la cual se calcula estas pérdidas según el diámetro y viscosidad, para nuestro caso para un diámetro de tubería de 2", caudal de 3.3 GPM y una viscosidad de 2679.44 SSU, ingresamos a la tabla y interpolamos lo cual nos da que las pérdidas por fricción son 15 pies por cada 100 pies de tubería.

Para las pérdidas por accesorios se tiene la tabla N° 3 de la cual se consiguen las longitudes equivalentes de los accesorios:

Según el plano isométrico gráfico N° 2 se tiene :

Longitud de tubería = 12.7 m

Número de codos 90° radio largo = 5

Número de codos 45° = 2

Número de válvula de compuerta = 1

Reducción 2 : 1 = 1

De la tabla N° 3

5 codos de 90° radio largo = 5 \* 3.5' = 17.5' = 5.33 m

2 codos de 45° = 2 \* 2.5' = 5' = 1.52 m

1 válvula de compuerta = 1 \* 1.2' = 1.2' = 0.37 m

1 Reducción = 1 \* 1' = 1' = 0.30

Longitud equivalente = 5.33 + 1.52 + 0.37 + 0.30 = 7.52 m

Este valor se reemplaza en la siguiente ecuación:

Longitud Total ( Lt ) = Longitud de tubería + Longitud equivalente por accesorios

Longitud Total ( Lt ) = 12.7 m + 7.52 m = 20.22 m

Se reemplaza en la ec. ( 4 )

$$H_{ps} = \frac{15}{100} * 20.22$$

$$H_{ps} = 3.03m$$

**En la Descarga**

Al igual que en la succión se calculará las pérdidas tanto por fricción como por accesorios.

Para las pérdidas de fricción tenemos la tabla N° 2 en la cual se calcula estas pérdidas según el diámetro y viscosidad, para nuestro caso para un diámetro de tubería de 2", caudal de 3.3 GPM y una viscosidad de 2679.44 SSU, ingresamos a la tabla y interpolamos lo cual nos da que las pérdidas por fricción son 15 pies por cada 100 pies de tubería.

Para las pérdidas por accesorios se tiene la tabla N° 3 de la cual se consigue las longitudes equivalentes de los accesorios:

Según el plano isométrico gráfico N° 2 se tiene :

Longitud de tubería = 8.8 m

Número de codos 90° = 10

Número de válvula de compuerta = 1

Expansión 1 : 2 = 1

Precalentador = 1 ( Las pérdidas se pueden considerar como una válvula check )

De la tabla N° 3

10 codos de 90° = 10 \* 5.5' = 55.5' = 16.92 m

1 válvula de compuerta = 1 \* 1.2' = 1.2' = 0.37 m

1 Expansión = 1 \* 3.3' = 3.3' = 1.00 m

1 Precalentador = 1 \* 13' = 13' = 3.96 m

Longitud equivalente = 16.92 + 0.37 + 1 + 3.96 = 22.25 m

Este valor se reemplaza en la siguiente ecuación:

Longitud Total ( Lt ) = Longitud de tubería + Longitud equivalente por accesorios

Longitud Total ( Lt ) = 8.8 m + 22.25 m = 31.05 m

Se reemplaza en la ec. ( 4 )

$$H_{ps} = \frac{15 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} * 31.05$$

$$H_{ps} = 4.65m$$

Reemplazando en la ec. ( 3 )

$$H_{pt} = 3.03 + 4.65 = 7.68m$$

Reemplazando en la ec. ( 1 )

$$HDT = (14.32 + 7.68) * 0.9$$

$$HDT = 19.8m = 28.11PSI$$

Una vez calculado la HDT y conociendo el caudal requerido empezamos a buscar la bomba de engranajes, para lograrlo se busca que la curva de la bomba que es proporcionado por el fabricante, en este caso la marca VIKING, cumpla con los requerimientos de la HDT y caudal.

Hay que tener en cuenta que cada modelo de bomba tiene varias curvas, estas curvas se diferencian porque cada una de ellas son para distintas viscosidades, nosotros hay que buscar la curva que tenga una viscosidad de 2500 SSU.

Después de buscar la curva que cumpla con los requerimientos de caudal y HDT, encontramos el modelo H32V de engranajes internos marca VIKING, diámetro de succión y descarga de 2", como se muestra las especificaciones la Fig. 12 y las dimensiones en la Fig. 13.

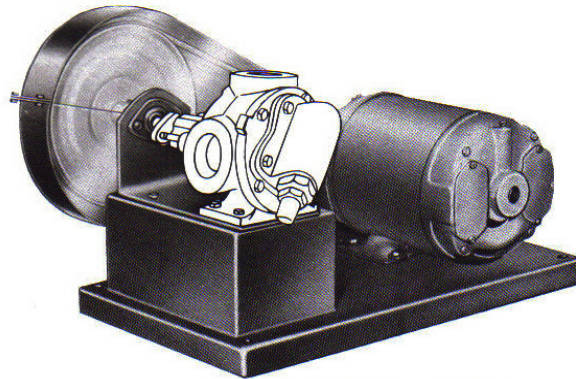
FIGURA N° 12

VIKING GENERAL PURPOSE PUMPS

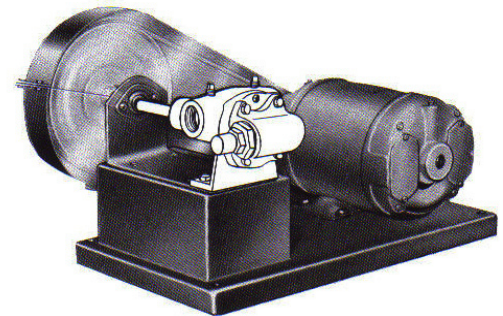
32 and 432 SERIES

SECTION 310  
PAGE 310.9  
ISSUE E

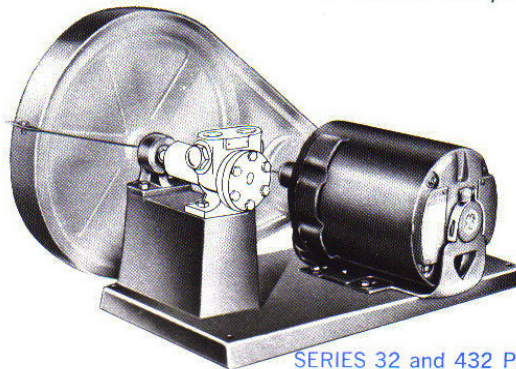
V-BELT DRIVE UNITS ("V" DRIVE) "C" THROUGH "HL" SIZES



SERIES 32 and 432 Pumps  
with "V" Drive  
"H" and "HL" size pumps.



SERIES 32 and 432 Pumps  
with "V" Drive  
"G" size pump.



SERIES 32 and 432 Pumps  
with "V" Drive  
"C", "F" and "FH" size pumps.

"C", "F" and "FH" size V-belt drive units are complete with pump, anti-friction bearing pillow block and guarded V-belt drive. Will mount 1200 or 1800 RPM motor with slotted feet.

"G", "H" and "HL" sizes include pump mounted on short bracket base with a sealed, radial type ball bearing supported shaft. Bracket mounts on formed steel base along with guarded V-belt drive and 1200 or 1800 RPM motor with slotted feet (slide rails used if needed). Maximum standard reduction on all six sizes  $4\frac{1}{2}$  to 1, with corresponding decrease in capacity.

Dimensions for "V" Drive Units—See Pages 310.16 and 310.17.

Performance Data for "V" Drive Units—See Pages 310.19 thru 310.30.

SPECIFICATIONS — "V" DRIVE UNITS ("C" THROUGH "HL" SIZES)

Model Number	Port Size	Nominal Pump Rating	Motor Horsepower Required at Rated Speed Pumping 100 SSU Liquid			Maximum Recommended Discharge Pressure PSIG			Maximum Recommended Temperature for Catalogued Pump °F.		Steel Fitted Construction Recommended Above this Viscosity SSU	Maximum Hydrostatic Pressure PSIG	Approximate Shipping Weight With Valve (Less Power) Pounds
Packed	Mech. Seal	Inches	GPM ① RPM	25 PSI	50 PSI	100 PSI	Less than 100 SSU	Fuel Oil Less than 100 SSU	100 SSU and Up	Packed	Mechanical Seal		
C32V	① C432V	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ 1800	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	② 100	② 150	③ ④ 250	③ 300	③ 225	750	35
F32V	F432V	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$ 1800	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	② 100	② 150	③ ④ 250	③ 300	③ 225	750	40
FH32V	FH432V	$\frac{1}{2}$	3 1800	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	② 100	③ 150	③ ④ 250	③ 300	③ 225	750	45
G32V	G432V	1	5 1200	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	50	.....	100	300	225	① 25,000	65
H32V	H432V	1	10 1200	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	50	.....	100	300	225	① 25,000	70
HL32V	HL432V	$1\frac{1}{2}$	20 1200	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	50	.....	100	300	225	① 7,500	75

① Mechanical Seal pumps not recommended on applications with viscosities above 15,000 SSU.

② 50 PSI maximum for bronze fitted pumps.

③ 100 PSI maximum for bronze fitted pumps.

④ With extra clearance, pumps can be used to 500 PSI on intermittent duty.

⑤ With special construction, temperatures to 500° F. can be handled with seal pumps and to 650° F. with packed pumps.

⑥ For standard V-belt reductions, see "Viking Drive Speeds" shown on performance curves.



FIGURA N° 13

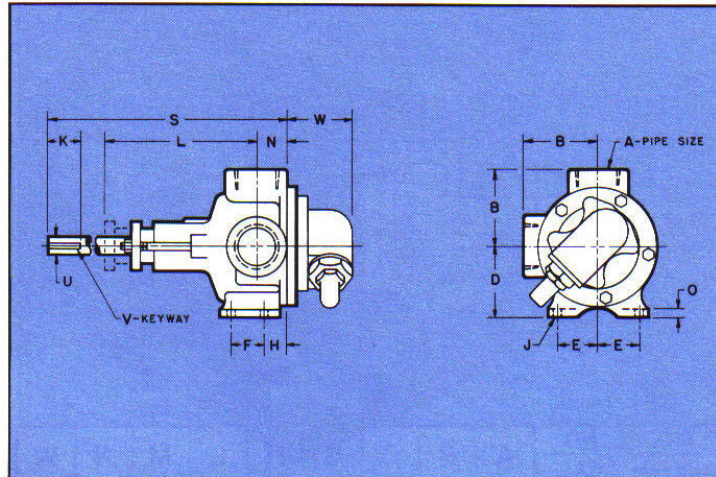
VIKING GENERAL PURPOSE PUMPS

32 and 432 SERIES

SECTION 310  
PAGE 310.12  
ISSUE C

DIMENSIONS

These dimensions are average and not for construction purposes. Certified prints on request.



For specifications, see pages 310.4 and 310.5

DIMENSIONS —  
32 AND 432 SERIES  
UNMOUNTED PUMPS  
“H”-“HL” SIZE

MODEL NO.		A	B	D	E	F	H	J	K	L	N	O	S	U	V	W
PACKED	SEAL															
H32	H432	1	2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	7 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	11 <sup>11</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	5 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	11 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> x <sup>3</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>
HL32	HL432	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	7 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	11 <sup>11</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	6	1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> x <sup>3</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>

① Minimum dimension for repacking. Assembled dimension on seal pumps: 3 <sup>3</sup>/<sub>8</sub>" for Model H432, 4 <sup>1</sup>/<sub>2</sub>" for Model HL432.

Las curvas características de la bomba de engranajes internos seleccionada a diferentes viscosidades, es la siguiente



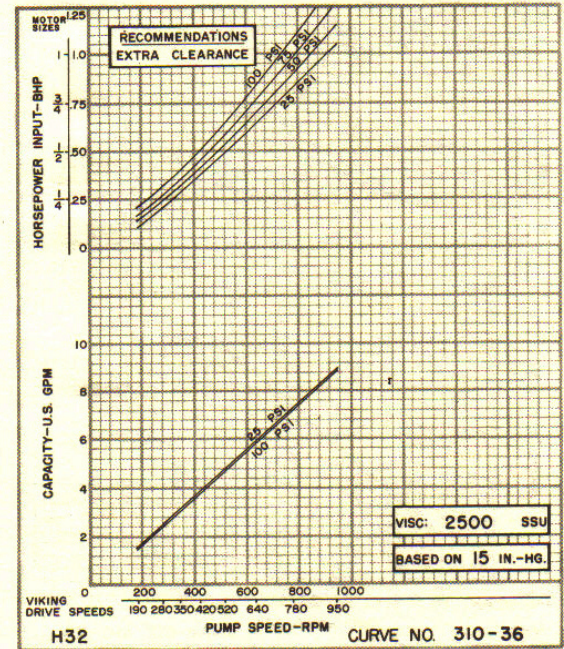
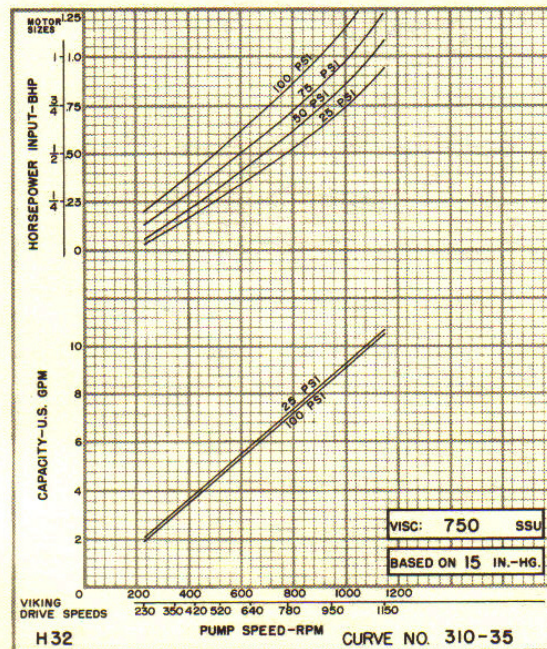
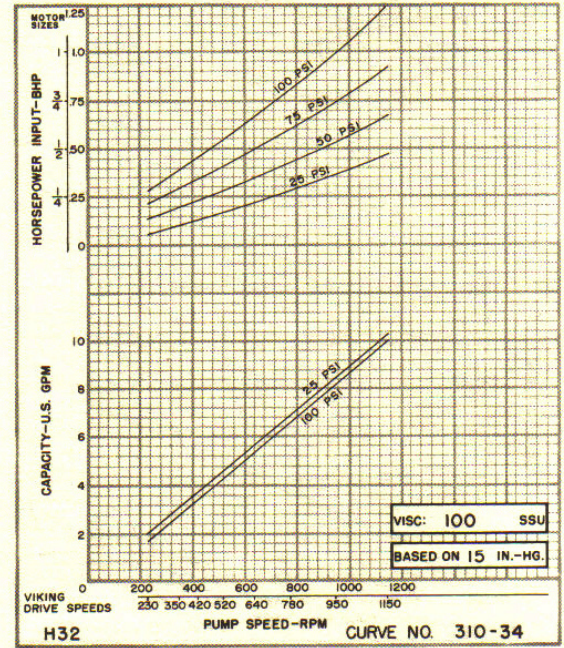
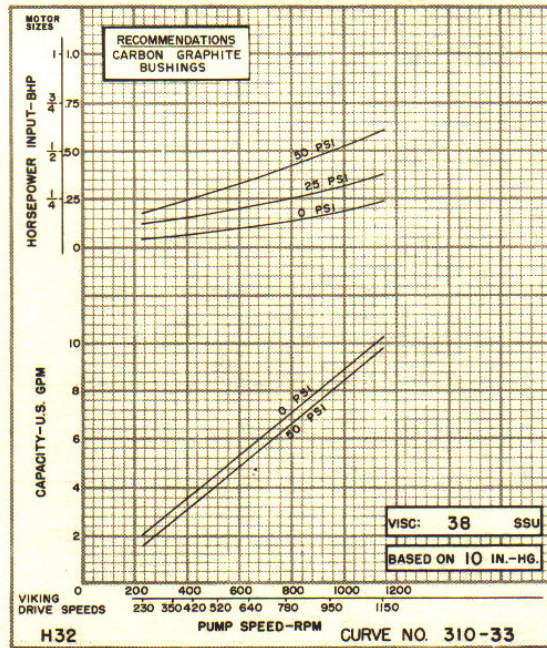
FIGURA N° 14

VIKING GENERAL PURPOSE PUMPS

32 AND 432 SERIES — "H" SIZE

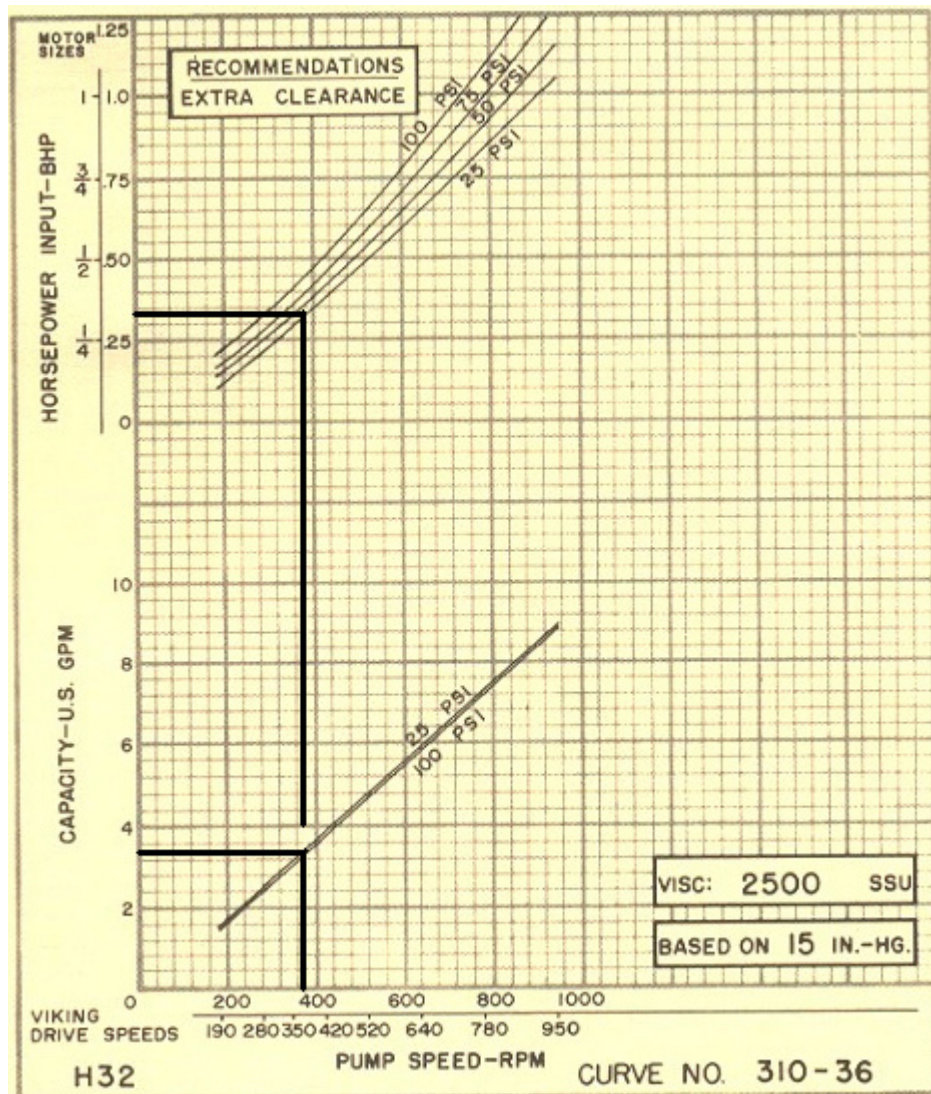
SECTION 310  
PAGE 310.27  
ISSUE B

PERFORMANCE DATA





Separando la curva para una viscosidad de 2500 SSU se tiene:



De la curva que tiene la viscosidad de 2500 SSU se puede observar que la bomba trabajará con el caudal de 3.3 GPM y sabemos que la HDT es 28.11 PSI, interceptamos la línea de 3.3 GPM con la curva de 28.11 PSI, lo cual nos da 360 RPM. en la absisa, este valor de 360 RPM es la velocidad con la que la bomba debe girar.

Nosotros ya sabemos que la bomba girará a 360 RPM y el motor gira a 1200 RPM por lo que la transmisión del eje motor a la bomba puede ser de transmisión directa, pero se tendría que utilizar un reductor de velocidad, pero para nuestro caso se utilizará la transmisión mediante fajas y poleas, la transmisión de fajas y poleas tendrá una relación de poleas será de 3.3 : 1.

En la parte superior de la curva se observa otras curvas, estas son las curvas de la potencia que tiene que tener el motor para una determinada HDT, como en nuestro

caso es 28.11 PSI, trabajaremos con esta presión lo cual nos da un potencia de 1/2 HP, por margen de seguridad se utilizará un motor de 1/2 HP.

Una vez que ya obtuvimos la bomba hay que verificar el  $APNA_d$  del sistema, éste tiene que ser mayor o igual al  $APNA_r$  ( es el de la bomba que viene establecido por el fabricante ) , ya que si no cumple esta condicional hay problemas de cavitación.

Cálculo del  $APNA_d$

$$APNA_d = P_{atm} + H_s - H_{ps} - P_v \dots\dots\dots ( 9 )$$

De la tabla N° 4 del apéndice, se tiene que para una altura de 500 m. sobre el nivel del mar la Presión atmosférica es:

$$P_{atm} = 14.4 \text{ psi} = 10.1m$$

De la tabla N° 5 del apéndice para una temperatura de 50 °C, interpolando se tiene:

$$P_v = 1.80 \text{ psi} = 1.27m$$

Según el isométrico gráfico N° 2 la altura de succión es:

$$H_s = 0.48 \text{ ( succión positiva)}$$

De los cálculos realizados la pérdida en succión es:

$$H_{ps} = 3.03m$$

Reemplazando en la ec. ( 9 )

$$APNA_d = 10.1m + 0.48m - 3.03m - 1.27m$$

$$APNA_d = 6.28m$$

El  $APNA_r$  se obtiene de la bomba y para el modelo H32V este valor es de

$$APNA_r = 15" \text{ Hg} = 5.11m$$

Por lo que se comprueba que

$$APNA_d > APNA_r$$

$6.28m > 5.11m$  ( OK ) por lo que se demuestra que no debe haber problemas de cavitación en la bomba.

#### 4.7.- ESPECIFICACIONES TECNICAS

Las especificaciones técnicas de los equipos y accesorios que utilizares son los siguientes.

##### 4.7.1.- BOMBA DE ENGRANAJES INTERNOS

La construcción de la bomba tiene que ser la siguiente:

Cuerpo : Hierro fundido

Rotor : Hierro fundido

Engranaje : Hierro fundido

Eje : Acero al carbono

Pin del engranaje : Acero al carbono

Empaquetadura : Bronce



Sello mecánico : Carbón grafitado  
Válvula de alivio : Hierro fundido  
Conexión : Roscada NPT  
Temperatura max. : 148° C

#### **4.7.2.- VALVULA DE COMPUERTA**

Cuerpo : Acero al carbono  
Volante : Hierro ductil  
Conexión : Roscada NPT  
Presión : 150 psi  
Diámetro : 2"  
Norma : API

#### **4.7.3.- TUBERIA Y CODOS**

La tubería tiene que ser de acero al carbono, cedula 40, diámetro 2".  
Los codos en acero al carbono, cedula 40, diámetro 2", conexiones roscada NPT.

### **V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

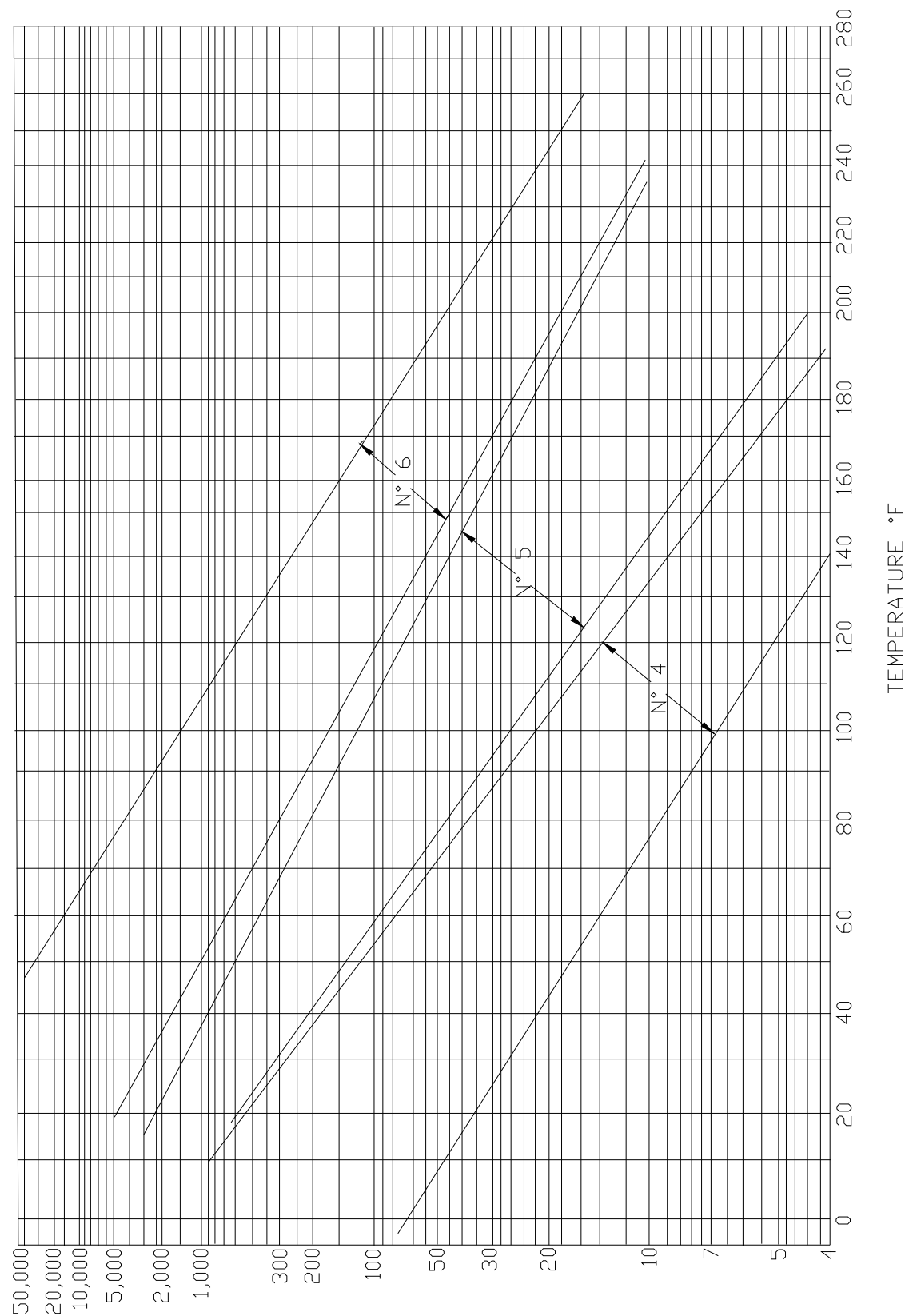
- El residual 6 ( Bunker N° 6 ) cuando esta almacenado, tiene que ser calentado para su bombeo, esta temperatura de calentamiento varía entre 45° a 50° C.
- Las bombas de engranajes en la succión no necesita válvula check de pie, ya que esta bomba es autocebante.
- Siempre hay que calcular el  $APNA_d$  y este valor siempre tiene que ser mayor por lo menos en 0.5 metros al  $APNA_r$  para no tener problemas de cavitación.
- Las bombas de engranaje que tengan incorporado la válvula de alivio, nos puede garantizar que al presentarse alguna obstrucción o válvula cerrada en la línea de descarga, evite que se rompa algún accesorio, tubería o incluso la bomba. Ya que la bomba de desplazamiento positivo va aumentando su presión paulatinamente, cuando suceda esta sobre presión la válvula de alivio entrará en funcionamiento recirculando el fluido internamente en la bomba.
- Cuando el diámetro de la tubería es mayor al calculado la velocidad del fluido disminuye, las pérdidas por fricción y accesorios disminuyen, lo cual permite que la HDT disminuya, por lo que el motor que utilizaremos será de menor potencia ( HP ).
- Cuando la viscosidad del fluido aumenta lo que implica que la temperatura a disminuido, esta variación afecta directamente a la potencia del motor ya que aumenta el HDT, por lo que se tendrá que utilizar un motor de mayor potencia ( HP ).
- No es recomendable estrangular el fluido mediante una válvula en la tubería de succión ya que esto puede producir cavitación.

- El diámetro de la tubería de succión no debe ser menor al diámetro de succión de la bomba ya que también se puede ocasionar cavitación.

## **VI.- BIBLIOGRAFIA**

- BOMBAS SU SELECCIÓN Y APLICACIÓN, Tyler G. Hicks, Compañía Editorial Continental S.A.
- MANUAL DE BOMBAS HIDROSTAL, WORTHINGTON, GOULDS PUMP, ASINAC
- BOMBAS TOERIA DISEÑO Y APLICACIONES, Manuel Viejo Zubicaray.
- MANUAL PRACTICO DE LA COMBUSTION INDUSTRIAL, Percy Castillo Neyra, Servicios Integrados.
- AHORRO DE ENERGIA EN LA OPERACIÓN DE CALDEROS INDUSTRIALES, Percy Castillo Neyra, Servicios Industriales.
- ACEITES COMBUSTIBLES, The Texas Company.
- COMBUSTION DE PETROLEOS RESIDUALES, Percy Castillo Neyra, Combustión Industrial S.A.
- USO Y GENERACION DE VAPOR EN LA INDUSTRIA, Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería

TABLA N° 1



**TABLA N° 2**  
**PERDIDAS POR FRICCION LIQUIDOS VISCOSOS. PERDIDAS POR PIE**  
**POR CADA 100 PIES DE TUBERIA DE ACERO CEDULA 40**

GPM	Diámetro Tubería	Viscosidad Cinemática - Seconds Saybolt Universal ( SSU )													
		Agua	100	200	300	400	500	600	800	1000	1500	2000	3000	5000	10000
3	1/2	10	25.7	54.4	83	108	135	162	218	273	411	545	820	1350	
	3/4	2.5	8.5	17.5	26.7	35.5	44	53	71	88	131	176	265	440	880
	1	0.77	3.2	6.6	10.2	13.4	16.6	20	26.6	34	50	67	100	167	
5	3/4	6.32	14.1	29.3	44	59	74	88	117	147	219	293	440	740	1470
	1	1.93	5.3	11	16.8	22.4	28	33	44	56	83	111	167		
	1 1/4	0.51	1.8	3.7	5.5	7.6	9.5	11.1	14.8	18.5	28	37	56	94	187
10	1	6.86	11.2	22.4	33.5	45	56	66	89	112	165	223			
	1 1/4	1.77	3.6	7.5	11.2	14.9	19.1	22.4	30	37	55	74	112	190	
	1 1/2	0.83	1.9	4.2	6	8.1	10.2	12.3	16.5	20.3	31	41	62	102	207
15	1	14.6	26	34	50	67	85	104	137	172					
	1 1/4	3.72	6.4	11.3	16.9	22.4	29	34	45	57	84	112	167		
	1 1/2	1.73	2.8	6.2	9.2	12.4	15.3	18.4	25	30	46	61	92	152	
20	1	25.1	46	46	67	90	111	133	180	220					
	1 1/2	2.94	5.3	8.1	12.2	16.2	20.3	25	33	40	61	81	122	203	
	2	0.87	1.5	3	4.4	6	7.4	9	11.9	14.8	22.4	30	45	74	147
30	1 1/2	6.26	11.6	12.2	18.2	24.3	30	37	50	61	91	122	182		
	2	1.82	3.2	4.4	6.7	9	11.1	13.2	17.8	22.2	33	45	67	178	222
	2 1/2	0.75	1.4	2.2	3.2	4.4	5.5	6.5	8.8	10.9	16.6	22	33	55	110
40	1 1/2	10.8	19.6	20.8	24	32	40	50	65	81	121	162	243	400	810
	2	3.1	5.8	5.8	9	11.8	14.8	17.7	24	30	44	59	89	148	
	2 1/2	1.28	2.5	3	4.4	5.8	7.4	8.8	11.8	14.6	22.2	29	44	73	145
60	2	6.59	11.6	13.4	13.4	17.8	22.2	27	36	45	67	89	134	220	
	2 1/2	2.72	5.1	5.5	6.5	8.8	10.9	13.1	17.8	22	34	44	66	109	220
	3	0.92	1.8	1.8	2.8	3.7	4.6	5.6	7.3	9.2	13.8	18.5	27	46	92
80	2 1/2	4.66	8.3	9.7	9.7	11.8	14.6	17.6	24	29	44	58	87	145	
	3	1.57	3	3.2	3.7	4.8	6.2	7.3	9.7	12.2	18.3	24	37	61	122
	4	0.41	0.83	0.83	1.2	1.7	2.1	2.5	3.3	4.2	6.2	8.3	12.5	20.6	41
100	2 1/2	7.11	12.2	14.1	14.8	14.8	18.5	22	29	36	55	73	109	183	
	3	2.39	4.4	5.1	5.1	6.2	7.6	9.1	12.1	15.2	23	31	46	77	150
	4	0.62	1.2	1.3	1.5	2.1	2.5	3.1	4.1	5.1	7.8	10.4	15.5	26	51
125	3	3.62	6.5	7.8	8.1	8.1	9.7	11.5	15.3	19.4	29	39	58	97	193
	4	0.94	1.8	2.1	2.1	2.6	3.2	3.9	5.2	6.4	9.8	12.7	19.3	32	65
	6	0.12	0.25	0.28	0.39	0.52	0.63	0.78	1	1.3	1.9	2.6	3.9	6.4	13
150	3	5.14	9.2	10.4	11.5	11.5	11.5	13.7	18.4	23	35	46	69	115	230
	4	1.32	2.4	2.9	2.9	3.1	3.9	4.6	6.2	7.8	11.5	15.4	23	39	78
	6	0.18	0.34	0.39	0.46	0.62	0.77	0.9	1.2	1.5	2.3	3	4.6	7.6	15.2
175	3	6.9	11.7	13.8	15.8	15.8	15.8	15.9	21.4	27	40	53	80	133	
	4	1.76	3.2	4	4	4	4.6	5.4	7.4	9.2	13.7	18.2	28	46	92
	6	0.23	0.44	0.52	0.54	0.7	0.9	1.1	1.4	1.8	2.6	3.5	5.3	8.8	17.8
200	3	8.9	15	17.8	20.3	20.3	20.3	20.3	25	31	46	61	91	152	
	4	2.27	4.2	5.1	5.1	5.1	5.1	6.2	8.3	10.4	15.5	20.6	31	51	103
	6	0.3	0.58	0.69	0.69	0.81	1	1.2	1.6	2	3	3.9	6.2	9.9	20.1
250	4	3.46	6	7.4	8	8	8	8	10.2	12.9	19.4	26	39	64	130
	6	0.45	0.83	0.99	1	1	1.2	1.5	2.1	2.5	3.7	5.1	7.6	12.5	
	8	0.12	0.21	0.28	0.28	0.35	0.42	0.51	0.67	0.83	1.2	1.7	2.5	4.2	8.3
300	4	4.89	8.5	9.9	11.6	11.6	11.6	11.6	12.4	15.5	23	31	46	77	155
	6	0.64	1.2	1.4	1.5	1.5	1.5	1.8	2.5	3	4.6	6	9.1	15	30
	8	0.16	0.3	0.39	0.39	0.42	0.51	0.61	0.82	1	1.5	2	3	5.1	9.9
400	6	1.09	1.9	2.3	2.5	2.8	2.8	2.8	3.2	3.9	6	8.1	12.1	20.1	
	8	0.28	0.53	0.62	0.67	0.67	0.67	0.81	1.1	1.3	2	2.8	4.1	6.7	13.5
	10	0.09	0.18	0.21	0.23	0.23	0.28	0.32	0.43	0.53	0.81	1.1	1.6	2.8	5.3
600	6	2.34	4.2	5.1	5.3	5.5	6	6.2	6.2	6.2	9	12	18.5		
	8	0.6	1.1	1.3	1.4	1.5	1.5	1.5	1.7	2	3	3.9	6.2	9.9	20
	10	0.19	0.37	0.42	0.46	0.51	0.51	0.51	0.65	0.81	1.2	1.6	2.4	4.2	8.1
800	6	4.03	6.5	8.1	8.5	9.2	9.7	11.1	11.1	11.1	12	16			
	8	1.02	1.8	2.2	2.3	2.5	2.8	2.8	2.8	2.8	3.9	5.3	8.2	13.4	
	10	0.33	0.6	0.69	0.78	0.88	0.92	0.92	0.92	1.1	1.6	2.1	3.2	5.3	10.9

**TABLA N° 3**  
**PERDIDAS SINGULARES POR ACCESORIOS EN PIES**

		PIPE SIZE															
		3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12
Bend Close Retura		3	3.75	5	6.2	8.5	10	13	16	18	21	24	31	37	50	61	74
Contraction	C/D 1/4	0.6	0.78	1	1.3	1.7	2	2.5	3	3.75	4.4	5	6.2	7.5	10	13.5	15
	C/D 1/2	0.46	0.58	0.78	0.98	1.3	1.5	1.9	2.3	2.8	3.3	3.7	4.7	5.8	7.6	9.9	11.5
Sudden	C/D 3/4	0.28	0.35	0.46	0.6	0.8	0.95	1.2	1.4	1.6	2	2.25	2.9	3.5	4.5	5.8	7
Elbow Standard		1.25	1.5	2.1	2.75	3.7	4.4	5.5	6.4	8	9.5	11	14	16	21	26	32
Elbow Medium Sweep		1.1	1.4	1.75	2.3	3	3.6	4.5	5.5	6.8	8	9.2	12	14	18	22	26
Elbow Long Sweep		0.85	1.1	1.4	1.4	2.4	2.8	3.5	4.2	5.3	6	7	8	11	14	18	20
Elbow Square		2.6	3.4	4.5	5.6	7.8	9	12	14	17	19	22	27	34	43	58	68
Elbow 45%		0.6	0.78	1	1.3	1.7	2	2.5	3	3.75	4.4	5	6.2	7.5	1	13.5	15
Enlargement	C/D 1/4	1.25	1.5	2.1	2.75	3.7	4.4	5.5	6.4	8	9.5	11	14	16	21	26	32
	C/D 1/2	0.78	1	1.25	1.6	2.2	2.6	3.3	3.9	4.9	5.7	6.4	8.2	10	13	16	19
Sudden	C/D 3/4	0.27	0.35	0.45	0.6	0.8	0.95	1.2	1.4	1.6	2	2.25	2.9	3	4.5	5.8	7
Entrace Borda		1.25	1.5	2	2.6	3.8	4	5	6	7.5	9	11	13	15	19.5	24	30
Entrace Ordinary		0.72	0.9	1.3	1.5	2	2.4	3	3.6	4.5	5.3	6	7.5	9	12.5	15	18
Tee Satandard		2.6	3.4	4.5	5.6	7.8	9	12	14	17	19	22	27	34	43	58	68
Tee Standard Run		0.85	1.1	1.4	1.7	2.4	2.8	3.5	4.2	5.3	6	7	9	11	14	18	20
Tee Reducced 1/4		1.1	1.4	1.75	2.3	3	3.6	4.5	5.5	6.8	8	9.2	12	14	18	22	26
Tee Reducced 1/2		1.25	1.6	2.1	2.75	3.7	4.4	5.5	6.4	8	9.5	11	14	15	21	26	32
Tee Side Outlet		2.6	3.4	4.5	5.6	7.8	9	12	14	17	19	22	27	34	43	58	68
Valve, Angle Open		6.8	8.5	12	15	19	22	28	34	42	50	57	70	83	120	140	170
Valve	1/4 Close	1.5	2	2.75	3.5	4.75	5.5	78.4	11	12.5	14	17	20	26	34	40	40
	1/2 Close	8	10	14	17	22.5	27	34	40	50	60	67	85	100	140	170	200
	3/4 Close	35	40	57	70	95	120	140	170	200	250	280	350	410	550	700	840
Gate	Fully Open	0.28	0.35	0.46	0.6	0.8	0.95	1.2	1.4	1.6	2	2.25	2.9	3.5	4.5	5.8	7
Valve globe		14	17	22	28	36	44	57	68	85	100	115	140	175	225	280	325
Valve Swing Check		3.2	4	5.2	6	9	11	13	16	20	22	25	32	40	54	65	77

**TABLA N° 4**

Altitude		Barometer Reading		Atmos. Press.		Boiling Pt. of Water °F
Feet	Meters	In. Hg.	Mm. Hg.	psia	Ft. Water	
— 1000	— 304.8	31.0	788	15.2	35.2	213.8
— 500	— 152.4	30.5	775	15.0	34.6	212.9
0	0.0	29.9	760	14.7	33.9	212.0
+ 500	+ 152.4	29.4	747	14.4	33.3	211.1
+ 1000	304.8	28.9	734	14.2	32.8	210.2
1500	457.2	28.3	719	13.9	32.1	209.3
2000	609.6	27.8	706	13.7	31.5	208.4
2500	762.0	27.3	694	13.4	31.0	207.4
3000	914.4	26.8	681	13.2	30.4	206.5
3500	1066.8	26.3	668	12.9	29.8	205.6
4000	1219.2	25.8	655	12.7	29.2	204.7
4500	1371.6	25.4	645	12.4	28.8	203.8
5000	1524.0	24.9	633	12.2	28.2	202.9
5500	1676.4	24.4	620	12.0	27.6	201.9
6000	1828.8	24.0	610	11.8	27.2	201.0
6500	1981.2	23.5	597	11.5	26.7	200.1
7000	2133.6	23.1	587	11.3	26.2	199.2
7500	2286.0	22.7	577	11.1	25.7	198.3
8000	2438.4	22.2	564	10.9	25.2	197.4
8500	2590.8	21.8	554	10.7	24.7	196.5
9000	2743.2	21.4	544	10.5	24.3	195.5
9500	2895.6	21.0	533	10.3	23.8	194.6
10000	3048.0	20.6	523	10.1	23.4	193.7
15000	4572.0	16.9	429	8.3	19.2	184.0



**TABLA N° 5**

Temp. F	Temp. C	SPECIFIC GRAVITY 60 F Reference	Wt. in Lb/Cu Ft	Vapor Pressure Psi Abs	Vapor Pressure* Feet Abs. (At Temp.)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1475	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2563	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3056	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3631	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994
80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.617
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.6	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.8	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.964	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22
320	160.0	.909	56.66	89.66	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.17
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	680.8	1998.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3	1133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9	1325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3	1542.9	5242.
620	326.7	.650	40.5	1786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.1	11878.
700	371.1	.435	27.1	3093.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3206.2	23187.